



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE PULTRUZNÍ LINKY

DESIGN OF PULTRUSION LINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Bábíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Tůma, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Ondřej Bábíček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Tůma, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukce pultruzní linky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oboru zpracování kompozitních materiálů. Na základě rešerše bude proveden rozbor a volba vhodného způsobu kontinuálního tažení kompozitního profilu. Dále student provede konstrukční návrh zařízení. Konstrukční návrh bude obsahovat i nutné výpočty pro konstrukci.

Cíle bakalářské práce:

Analýza a studie vhodné technologie výroby.
Rešerše použitelných komponent na navrhovaném zařízení.
Výpočet nutných parametrů na základě zvolených vstupních hodnot.
Konstrukční návrh zařízení v libovolném 3D CAD software.
Výkresy vybraných dílů navrhovaného zařízení.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

MPI [online], 2018 [cit. 2018-09-07]. Dostupné z: <http://pultrusiononline.com>

Liberty Pultrusions [online], 2018 [cit. 2018-09-07]. Dostupné z: <http://www.libertypultrusions.com/>

Strongwell: Pultruded fiberglass [online], 2018 [cit. 2018-09-07]. Dostupné z: www.strongwell.com

Havel composites [online], 2018 [cit. 2018-09-07]. Dostupné z: www.havel-composites.com

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh tažného mechanismu pultruzní linky na základě rešerší o zpracování kompozitních materiálů a jednotlivých typů vyráběných mechanismů. Praktická část je zaměřena na analýzu a výpočet vhodných komponent, dále bude vytvořen vlastní konstrukční návrh, včetně ukázky výkresové dokumentace.

ABSTRACT

The subject of the bachelor thesis is to design pulling mechanism of pultrusion line based on research in the area of composite technology and individual types of mechanisms produced. Practical part aims on analysis suitable components and also own design including sample of drawing documentation.

KLÍČOVÁ SLOVA

Technologie zpracování kompozitních materiálů, pultruze, tažný mechanismus, upínací mechanismus.

KEYWORDS

Processing of composite materials, pultrusion, pulling mechanism, clamping mechanism.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BÁBÍČEK, Ondřej. *Konstrukce pultruzní linky* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117388>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Tůma.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Jiřímu Tůmovi, Ph.D. za ochotu, cenné rady a věnovaný čas při konzultacích.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Tůmy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24.5.2019

.....
Ondřej Bábíček

OBSAH

ÚVOD	10
1 KOMPOZITNÍ MATERIÁLY A TECHNOLOGIE ZPRACOVÁNÍ	11
1.1 Ruční laminování	11
1.2 Lisování	11
1.2.1 Lisování za studena	12
1.2.2 Lisování pomocí vakua	12
1.2.3 Lisování za tepla a tlaku (SMC)	12
1.2.4 RTM – lisování se vstřikem matrice	13
1.3 Autokláv	14
1.4 Navíjení	15
1.5 Pultruze	15
2 PULTRUZNÍ LINKY – MECHANISMY TAŽENÍ	18
2.1 MPI – Machine Products Incorporated	18
2.2 Pultrex	19
2.3 ASHIRVAD INDUSTRIES	19
2.4 Strongwell	21
2.5 Zvolený mechanismus	22
3 VSTUPNÍ PARAMETRY	23
3.1 Výpočet a volba tažné síly	23
3.2 Výpočet upínacího mechanismu	24
4 ANALÝZA POUŽITÝCH KOMPONENT	26
4.1 Tlačné válce	26
4.1.1 Pneumatické válce	26
4.1.2 Hydraulické válce	27
4.1.3 Tlak a průtok čerpadla	29
4.2 Lineární technika	29
4.2.1 Kuličková pouzdra a vodící tyče	30
4.2.2 Lineární vedení	32
4.3 Pohon	37
4.3.1 Pohybový šroub	37
4.3.2 Servomotor	46
4.3.3 Převodovka	48
4.3.4 Spojka	48
4.3.5 Mechanické vlastnosti hřídele	50
5 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	52
5.1 Rámová konstrukce	52
5.2 Montáž lineárního vedení	53
5.3 Posuvný mechanismus	54
5.3.1 Horní příčník	55
5.3.2 Tělo posuvného mechanismu	56
5.3.3 Přítlačná deska	57
5.3.4 Uložení vodících tyčí	57
5.3.5 Uložení hydraulického válce	57
5.4 Pohon	58

5.5	Krytování.....	58
5.5.1	Připojení dalších částí mechanismu	60
5.6	Celkové parametry mechanismu	61
6	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	62
7	ZÁVĚR	63
8	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	64
9	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	67
9.1	Seznam zkratk	67
9.2	Seznam symbolů	67
9.3	Seznam tabulek	71
9.4	Seznam obrázků	72
10	SEZNAM PŘÍLOH.....	73
10.1	Tištěné přílohy	73
10.2	Elektronické přílohy	73

ÚVOD

Kompozitní materiál je složen z kombinace několika komponent. Komponenty mohou být přírodní nebo umělé, s odlišnými chemickými a fyzikálními vlastnostmi, a jsou více odolnější společně než každá komponenta zvlášť. [1]

Technologie zpracování kompozitních materiálů záleží na způsobu použití daného výrobku a jeho požadovaných vlastnostech. Platí čím složitější technologie, tím lepší vlastnosti výrobku. U výrobků z kompozitních materiálů zlepšujeme jejich fyzikální a chemické vlastnosti zejména podílem vláken ku pojivu.

Pultruze je odvozená od anglického slova „pultrusion“, které se skládá ze slov „pull“ a „extrusion“. Jedná se tedy o technologii tažení s vytvrzováním. Pultruzí rozumíme kontinuální výrobu profilů s konstantním průřezem. Pultruze je technologie výroby kompozitních materiálů, kde dosahujeme největšího podílu vláken a tím i nejlepších fyzikálních a chemických vlastností profilů.

Využití kompozitních materiálů zasahuje do mnoha oblastí zejména letectví, kosmonautika, stavebnictví, vojenský a automobilový průmysl. Kompozitní materiál vyniká proti kovovým materiálům poměrem lehkosti ku pevnosti, širokým spektrem tvarů, a navíc je odolný proti korozi.

Cílem práce je rešerše v oblasti zpracování kompozitních materiálů. Analýza mechanismů tažení při pultruzi. Na základě analýzy provedení rozboru a volba vhodného způsobu kontinuálního tažení kompozitního profilu, dále provedení konstrukčního návrhu zařízení včetně nutných výpočtů a ukázky výkresové dokumentace.

1 KOMPOZITNÍ MATERIÁLY A TECHNOLOGIE ZPRACOVÁNÍ

Kompozity jsou známy jako FRP (z anglického Fiber-Reinforced Polymer). Polymerní matrice je vyztužena umělým nebo přírodním vláknem. Vláknům slouží k pevnosti, houževnatosti a tvrdosti. Můžou být skelná, karbonová, aramidová, boronová, basaltová a přírodní. Matrice slouží k ochraně vláken proti přírodnímu a vnějšímu poškození a přenosu zátěže mezi vlákny. Může být epoxidová, polyesterová, vinylesterová. [1]

Dále je uveden stručný přehled použitých technologií.

1.1 Ruční laminování

Jedná se o nejběžnější a nejjednodušší způsob výroby kompozitních materiálů. Proces může být částečně automatizován použitím nástřiku (Obr. 1). Nástřik se nanese pomocí speciální pistole, kterou se současně nanese pryskyřice a sekané vlákno.

Nejprve se vytvoří forma, ve které bude součást vznikat. Formy mohou být laminátové, dřevěné či ocelové. Do formy se nanese vrstva pryskyřice, tzv. gelcoat, která tvoří výsledný povrch. Postupně vkládáme vrstvy tkanin, na které se důkladně nanáší vrstva laminační pryskyřice, nejčastěji válečkem, dochází tak k vytlačení přebytečné hmoty a nežádoucích vzduchových bublin. [2]



Obr. 1 Ruční laminování – nástřik [2]

1.2 Lisování

Lisování můžeme rozdělit na tři kategorie a to: Lisování za studena, lisování pomocí vakua, lisování za tepla a tlaku (SMC).

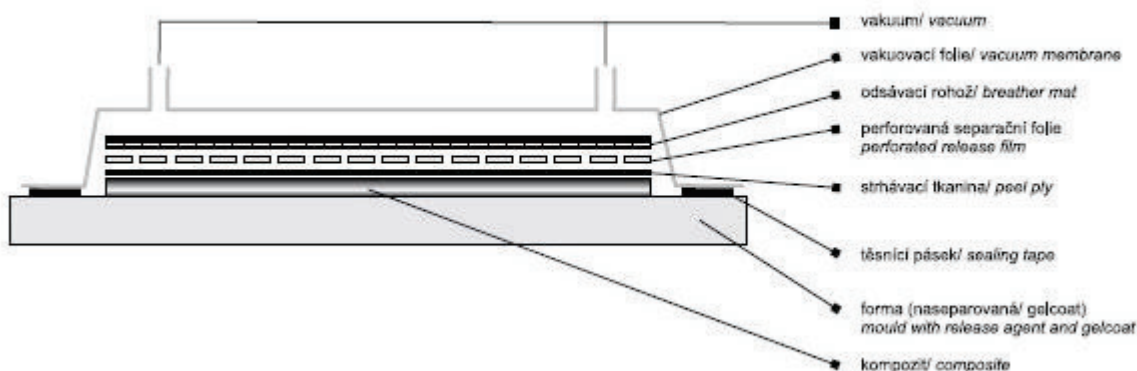
1.2.1 Lisování za studena

Výhodou je finančně nenáročná výroba forem, protože nejsou vyhřívané. Používají se formy dvoudílné, proto má výlisek hladký povrch. Tlakovou sílu získáváme pomocí svorek nebo hydraulických válců v jednoduché rámové konstrukci [3]

1.2.2 Lisování pomocí vakua

Jedná se o technologii finančně nenáročnou s jednoduchou výrobou forem. Navíc dostáváme houževnatější produkt s větším obsahem vláken, tím že odsáváme přebytečnou pryskyřici.

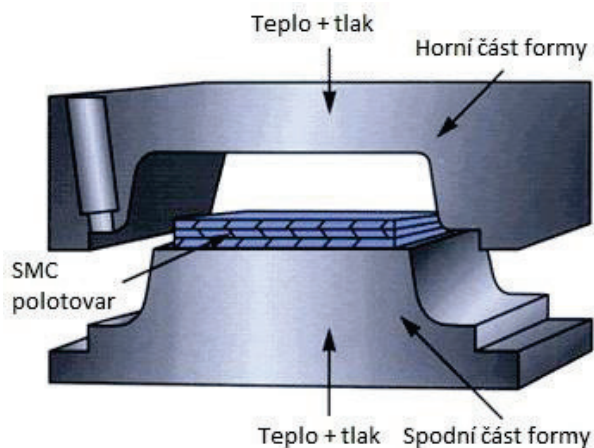
Prosycená výztuž se do formy klade jako při ručním kladení. Na poslední konstrukční vrstvy se pokládá tzv. odtrhová tkanina ze syntetických vláken, slouží pro usnadnění dalších operací jako je lepení nebo povrchové úpravy. Poté se klade perforovaná separační fólie a odsávací rohož, která vstřebává přebytečné pojivo. Poslední aplikací je pružná vakuovací fólie nebo pryžová plachetka, která se lepí těsnicím tmelem nebo oboustrannou lepicí páskou k zajištění funkce vakua. [3]



Obr. 2 Schéma lisování pomocí vakua [3]

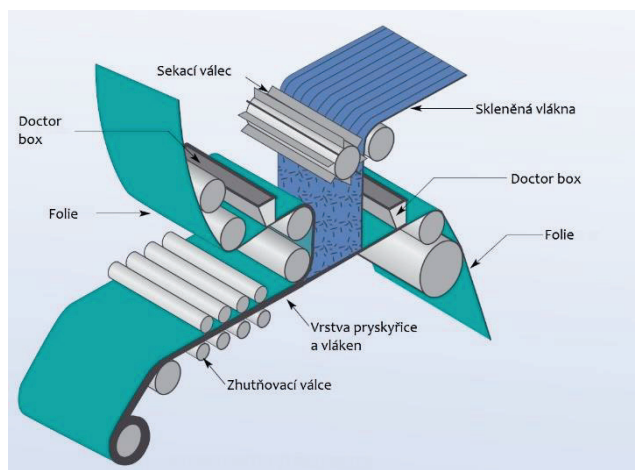
1.2.3 Lisování za tepla a tlaku (SMC)

Z anglického Sheet Moulding Compound. Jedná se o technologii, při které je kompozitní materiál složený převážně z termosetické pryskyřice a sekaných skelných vláken (Obr. 3). Materiál je vyráběn ve formě plátů, z nichž lze vyřezat díly potřebných velikostí, poté se na sebe navrství a za tepla a tlaku se v lisu formují do požadovaného tvaru a vytvrdí. [2]



Obr. 3 Schéma SMC Moulding [4]

Výroba SMC je kontinuální proces, při kterém se pryskyřice v tenké vrstvě roztírá na plastovou fólii zařízením označovaným jako Doctor box. Fólie prochází pod zařízením sekající vlákna, která jsou rovnoměrně nanесena na vrstvu pryskyřice. Poté je vrstva vláken překryta z horní strany druhou vrstvou pryskyřice, která je taktéž nanесena na plastové fólii. Tento plát pak prochází systémem válců a tlakem dochází ke zhutnění a vzniká tak SMC polotovary. [2]



Obr. 4 Schéma výroby SMC [2]

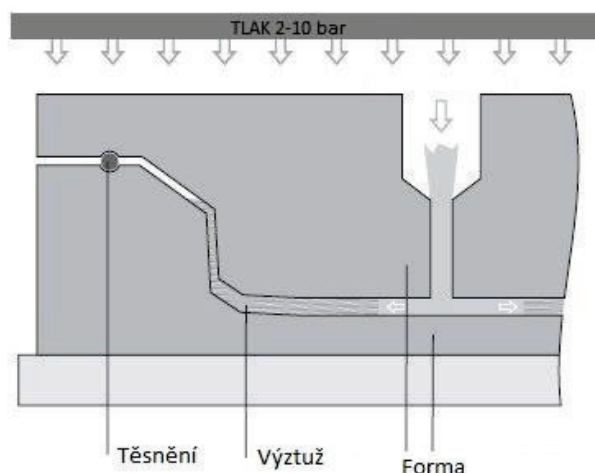


Obr. 5 SMC výroba plátů [2]

1.2.4 RTM – lisování se vstřikem matrice

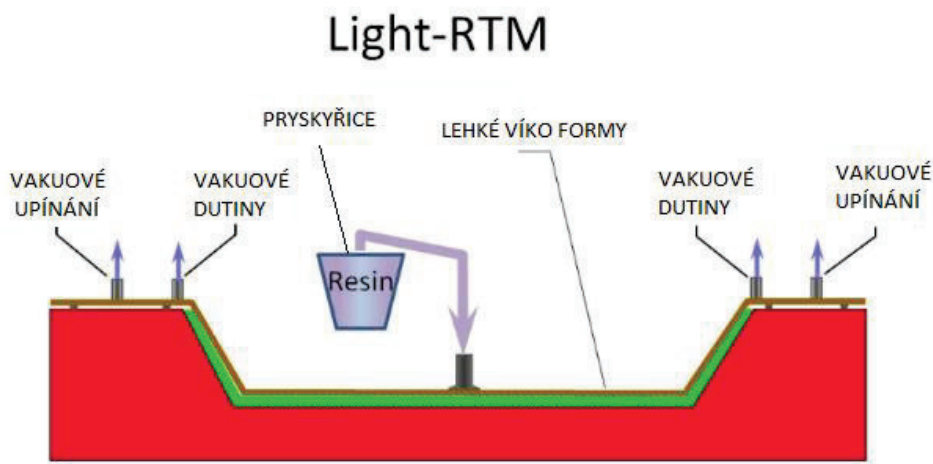
Do formy opatřené gelcoatem se skládá suchá vrstva výztuže dle konstrukčního návrhu, pro sériovou výrobu se používají tzv. předlisky z výztuženého materiálu. Výztužný materiál složený z vláken musí mít strukturu, která umožňuje snadný tok pryskyřicové matrice, aby se dosáhlo k úplnému prosycení v krátkém čase. [3]

Forma se uzavře víkem podobně tuhé konstrukce a upne rychloupínacím systémem. Pojivo se přivádí vstřikovacím otvorem pomocí injektážní pistole. Přivádí se tak dlouho dokud nezačne vytékat z kontrolních otvorů na okraji formy. To znamená, že výztuž je prosycena v celém svém objemu. Vytvrzovací reakce trvá 10–20 minut. Formy musí být robustní konstrukce, aby snesly vysoké vnitřní tlaky. [3]



Obr. 6 Technologie RTM [3]

Podobná technologie je LRTM, kdy je spodní i horní část formy pevná. Do spodní formy je ručně položena výztuž. Forma se uzavře a ve formě se vytvoří vakuum. Současně s vakuem se přivádí pryskyřice. Pomocí vakua dojde k rychlému prosycení vrstev výztuže a vytvoří se tím velmi kvalitní díl bez vzduchových bublin. [5]



Obr. 7 Technologie LRTM [5]

1.3 Autokláv

Kompozitní díly vyráběné technologií autoklávu se skládají z reaktoplastové matrice, tj. epoxidová pryskyřice a uhlíkové výztuže. Polotovarem je vrstva nasycená pryskyřicí tzv. prepreg. Tento prepreg je nastříhán na nástřihy s požadovanou orientací vláken a požadovanými rozměry. Vlákná jsou následně vrstvena a vyztužena za zvýšeného tlaku a teploty v autoklávu. Takto získaný výrobek je nutno obrábět do finálního tvaru a vrtají se otvory. Poslední operací je povrchová úprava a montáž menších dílů. Výsledkem je velice pevný a lehký produkt. [6]

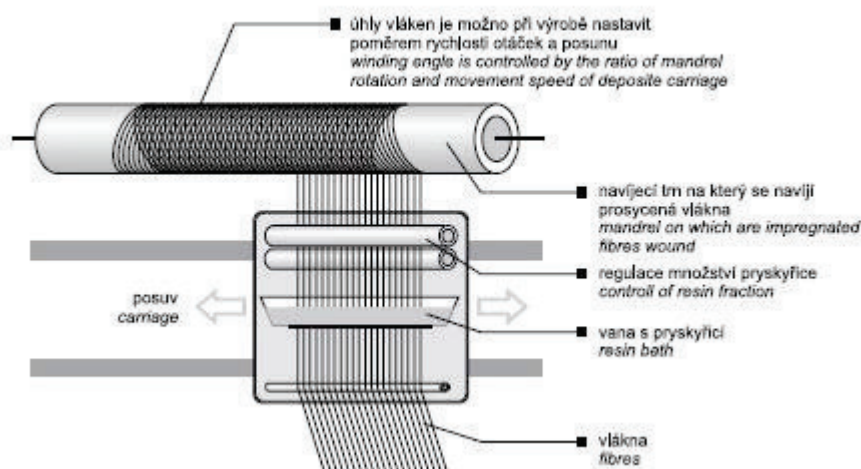


1.4 Navíjení

Jedná se o technologii, při které se vyrábí kompozitní dutá tělesa – trubky, nádrže a nádoby různých velikostí a proměnných tvarů. Proces je plně automatizován a řízen počítačem. [3]

Vlákna jsou navíjena na navíjecí válce neboli trny ve tvaru výrobku. Musí být impregnovaná ve výztuži. V impregnačním zařízení je vláknům uděleno předpětí, které umožňuje přesné uložení na jádro. [3]

Při pohybu ukládacího ramene, za současné rotace trnu své kolem osy, a polohy ukládacího oka je umožněno přesnému kladení vláken v několika osách. To umožňuje výrobu relativně složitých tvarů. [3]

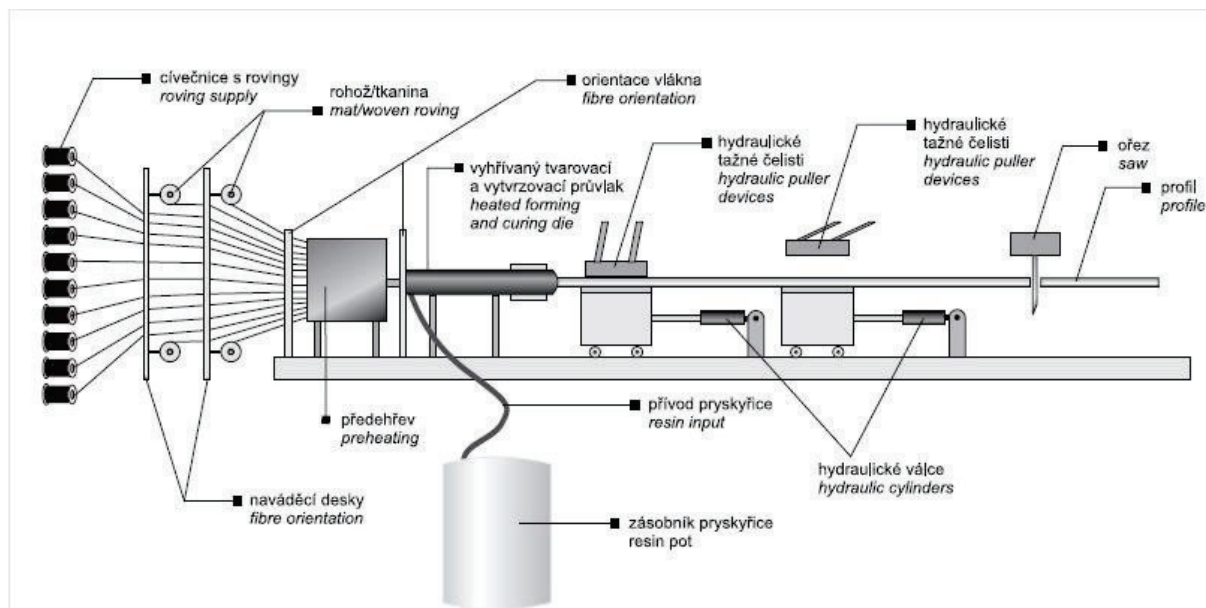


Obr. 9 Schéma navíjení [3]

1.5 Pultruze

Pultruze je proces, který umožňuje kontinuální výrobu kompozitních profilů s konstantními průřezy a vlastnostmi materiálů přizpůsobenými specifickým účelům. Metoda zajišťuje konzistentní kvalitu, kterou lze opakovat. [8]

Technologie pultruze dosahuje více než 70% podílu vláken v objemu (u ručního laminování lze očekávat okolo 20 %, u lisování 40 %). Materiál prochází výrobní linkou 30–150 cm za minutu. Délkový rozměr polotovaru není omezen, krátí se na požadovanou transportní délku. [2]



Obr. 10 Schéma procesu pultruze [3]

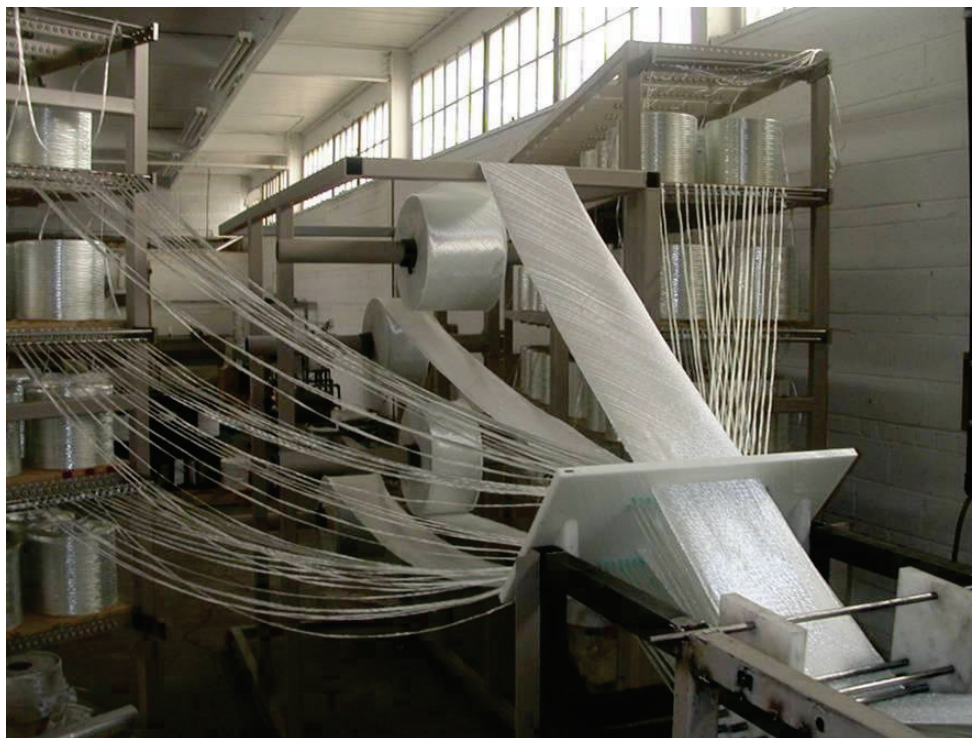
Proces technologie je dosažen řadou kroků:

- 1) Na začátku výrobní linky jsou vlákna ve formě rovingu. Roving je svazek vláken, plošných rohoží anebo jejich kombinace navinutá na cívce. Cívky mohou být umístěny vodorovně nebo svisle, jsou opatřeny napínacím mechanismem a uloženy v zásobníku. Roving je tažen skrz celou délku linky. [9] [10]



Obr. 11 Zásobník rovingu [10]

Vlákna vstupují přes naváděcí desky a srovnávač penetračního zařízení (Obr. 12). Funkce srovnávače je rovnoměrně rozmístit vyztužovací vlákna v průřezu a správně umístit rohože. [9] [10]



Obr. 12 Naváděcí desky a srovnávač [9]

- 2) Penetrační zařízení může být formou lázně, která je umístěna v penetrační vaně a vlákna se táhnou skrze lázeň. Druhý způsob penetrace je, když vlákna a rohože vstupují do vytlačovací hlavy a procházejí skrz. Zde je na ně vytlačována penetrační směs, a to ve směru tažení. [9] [10]
- 3) Poté co jsou vlákna impregnována vstupují do formovacího zařízení, kde dochází k ohřevu a vytvrzení. Při opuštění formy je profil plně vytvrzený a stabilní. [8]
- 4) Tažná síla, která překonává tření ve formě, a tím je i pohonem celého procesu, je zajištěna tažnými čelistmi. Můžou být formou pásu nebo střídavým upínačem. Jsou stlačovány pneumatickými nebo hydraulickými válci. Pohon je také zajištěn díky hydraulickým válcům.
- 5) V poslední fázi jsou profily zkráceny na požadovanou transportní délku. Provádí se pilou, která se pohybuje stejnou rychlostí jako tažený profil, aby byl dodržen požadavek na kontinuální proces výroby. [8]

2 PULTRUZNÍ LINKY – MECHANISMY TAŽENÍ

Vybráni byli čtyři zástupci firem, které vyrábí pultruzní linky. A to na základě parametrů, které firmy dali k dispozici a způsobů tažení. Používají se pneumatické nebo hydraulické upínání. Některé z firem praktikují kromě střídavých upínačů i pásový mechanismus. Pro pohon mechanismů, tzn. pro vyvolání tažené síly, se využívají hydraulické válce u firmy Strongwell se pro menší linky využívají lineární pohony. Každá z těchto firem uzpůsobuje své linky dle potřeb zákazníků, předává jim know-how ve zpracování kompozitních materiálů technologií pultruze a dodává zákaznickou podporu pro optimalizaci výroby.

2.1 MPI – Machine Products Incorporated

Jedná se o amerického výrobce pultruzních linek a jejich příslušenství pro zpracování kompozitních materiálů. Zaměřují se na pomoc společnostem v odvětví zpracování kompozitních profilů, aby dosáhly maximální produkce a levné výroby u jejich produktů. [11]



Obr. 13: Pultruzní linka firmy MPI [11]

Tažný mechanismus firmy MPI se skládá ze dvou střídavých upínačů. Upínač je zhotoven pomocí tří desek, kdy prostřední je pohyblivá. Upínací deska je tlačena pomocí hydraulických válců a vedena pomocí vodících tyčí a kuličkových pouzder. Celý mechanismus je umístěn na lineárním vedení a tažen pomocí pneumatických i hydraulických válců. Pohon pomocí pohybového šroubu vyrábí na zakázku. [11]

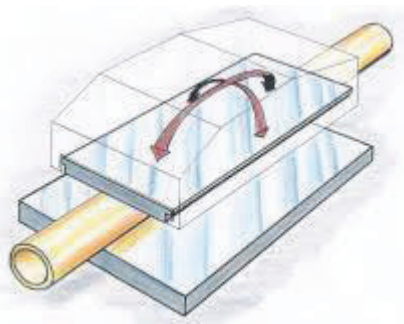
Parametry: [11]

- Síla tažení: 3,15 až 45,3 [t].
- Tažený profil (výška x šířka): 250 x 90 až 2795 x 455 [mm].
- Rychlost tažení: 1,5 až 2,4 [m/min] v závislosti na profilu
- Rozměry tažného mechanismu (pro profil 250 x 90): délka 3 m a šířka 0,53 m.
- Upínání: Pneumatické i hydraulické válce.

2.2 Pultrex

Jedná se o globálního dodavatele pultruzních a navíjecích strojů včetně příslušenství pro automobilový, letecký, obranný, civilní a stavební průmysl. Nabízí stroje v sedmi velikostech, které mohou přizpůsobit specifickým požadavkům zákazníka. Jedná se o evropskou společnost, sídlí v Essexu v Anglii.

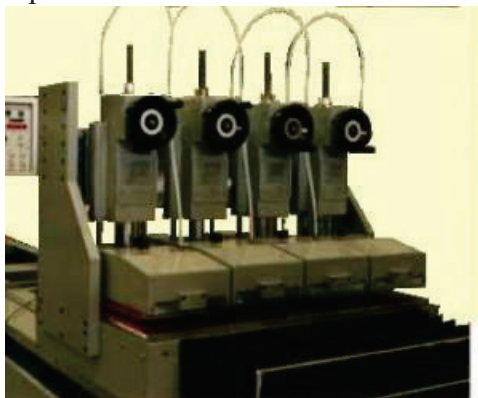
Upnutí profilu řeší pomocí mechanismu střídavých upínačů. Vyznačují se tím, že mohou táhnout 3 až 4 profily zároveň. Spodní deska je pevná, horní je volná a může se naklánět (viz. Obr. 14) To zabraňuje jakémukoliv vychýlení a opotřebení profilů. Dlouhé upínací plochy slouží k rozložení upínací síly do plochy což zabraňuje deformaci profilu. Všechny stroje Pultrex umožňují přibližně dvojnásobek maximální tažné síly, jako upínací sílu. [12]



Obr. 14 Pohyblivá horní deska u linky Pultrex [12]

Parametry: [12]

- Síla tažení: 3 až 20 [t].
- Upínací síla: 7,5 až 42,8 [t].
- Tažený profil: 250x125 až 1200x350 [mm]
- Rychlost tažení: 0,4 až 5 [m/min] v závislosti na profilu
- Upínání: Pneumatické válce o tlaku 6,5 bar
- Upínací délka: 600 mm.



Obr. 15 a Obr. 16 Upnutí několika profilů zároveň firmy Pultrex [12]

2.3 ASHIRVAD INDUSTRIES

Jedná se o indickou společnost, která vyrábí nejen pultruzní linky, ale také ostatní stroje a příslušenství na zpracování kompozitních materiálů. Jedná se o globálního dodavatele kompozitních strojů se zákazníky po celém světě.

Jejich mechanismy tažení kombinují všechny možnosti upínání. Vyrábí linku s hydraulickými válci pro vyvolání upínací síly (viz. Obr. 17). Pomocí přepákování používají i pneumatické válce obr... Pro potřeby zákazníků vyrábí i pásový mechanismus obr ... Pohon mechanismu střídavých upínačů řeší pomocí hydraulických válců. K vedení mechanismu využívají kuličkových pouzder a vodicích tyčí.



Obr. 17 Linka s hydraulickými válci Ashirvad Industries [13]

Parametry mechanismu s hydraulickými válci:

- Tažná síla: 6 až 12 [t].
- Velikost profilu: 350x100 až 600x200 [mm].
- Rychlost tažení: 80 až 1400 [mm/min] v závislost na velikosti profilu.
- Upínací délka: 500 [mm].
- Zdvih: 700 až 800 [mm].

Jako vylepšení této linky vyrábí i linku, kde mohou upnout dva profily zároveň, podobně jako firma Pultrex.



Obr. 18 Přepákování pneumatických válců Ashirvad Industries [13]

Parametry mechanismu s pneumatickými válci: [13]

- Tažná síla: 6 až 12 [t].
- Velikost profilu: 350x100 až 600x200 [mm].
- Rychlost tažení: 80 až 1400 [mm/min] v závislosti na velikosti profilu.
- Upínací délka: 600 až 650 [mm].
- Zdvih: 700 až 800 [mm].



Obr. 19 Pásový mechanismus Ashirvad Industries [13]

Parametry pásového mechanismu: [13]

- Tažná síla: 1 až 4 [t].
- Velikost profilu: 6x3 až 125x50 [mm].
- Rychlost tažení: 0,02 až 4 [m/min] v závislosti na velikosti profilu.
- Šířka pásu: 100 až 300 [mm].
- Upínací síla vyvolána pomocí pneumatických válců.

2.4 Strongwell

Firma sídlí v USA, dodala pultruzní linku do brněnské firmy PREFA kompozity, které předala své know-how o výrobě kompozitních profilů. [2]

Firma vyrábí pultruzní linky pod názvem Pulstar. Vyrábí dva typy tažných mechanismů, a to pásový, který je uzpůsoben tažení několika profilů zároveň (viz. Obr. 21). Upnutí profilů pomocí pásového dopravníku je řešeno pomocí pneumatických válců. Dalším je mechanismus střídavých upínačů, který je podobný jako u firmy MPI s tím rozdílem, že válce jsou schovány v rámu linky. Pro upnutí využívá hydraulických válců (viz. Obr. 20). [14]

Parametry mechanismu se střídavými upínači: [14]

- Velikost taženého profilu: 203x152 až 1016x2013 [mm].
- Tažná síla: 5,443 až 9,072 [t].
- Upínací síla: 8,165 až 13,635 [t].
- Upínací délka: 787 [mm].
- Zdvih: 610 [mm].



Obr. 20 Mechanismus střídavých upínačů firmy Strongwell na lince Pulstar [14]

Parametry pásového mechanismu: [14]

- Velikost taženého profilu: 203x152 až 1016x2013 [mm].
- Tažná síla: 3,63 až 6,53 [t].
- Upínací síla: 3,63 až 6,35 [t].



Obr. 21 Pásový mechanismus firmy Strongwell na lince Pulstar [14]

2.5 Zvolený mechanismus

V řešení vlastní konstrukce se zabývám řešením mechanismu upnutí pomocí střídavých upínačů. Pro upnutí počítám pneumatické a hydraulické válce. Pro vedení mechanismu rozhoduji mezi kuličkovými pouzdry a vodícími tyčemi nebo lineárním vedením. Pohon řeším pomocí pohybového šroubu poháněného servomotorem. Převodový poměr řeším pomocí planetové převodovky a ke spojení pohybového šroubu s výstupní hřídelí převodovky využívám hřídelové spojky. Všechny komponenty jsou napočítány na využití dle konkrétního profilu, tažné rychlosti a tažné síly.

3 VSTUPNÍ PARAMETRY

Zadaný profil, který se bude vyrábět má rozměry 300 x 100 mm. Výpočet spočívá v určení tažné a poté upínací síly, dále na dimenzování použitých komponent celého mechanismu a rámu konstrukce.

Rychlost pultruze se dle katalogů např. firmy Strongwell nebo PULTREX pohybuje v intervalu $v \in < 2,5; 300 > \text{cm/min}$. Maximální rychlost uvažují $v_{max} = 150 \text{ cm/min}$. Pro zpětný chod mechanismu je uvažována rychlost $v_{zp_max} = 300 \text{ cm/min}$.

3.1 Výpočet a volba tažné síly

Vzhledem k složitosti výpočtu tažné síly je po diskuzi s vedoucím zvolena síla, která vychází z katalogu firmy PULTREX. Tedy tažná síla pro profil 300x100 mm odpovídá $F = 4000 \text{ kgf}$.

Pro ilustraci, které parametry vstupují do výpočtu tažné síly je uveden výpočet tažné síly při injekční pultruzi (1):

$$F_{puller} = F_{viscous} + F_{compact} \quad (1)$$

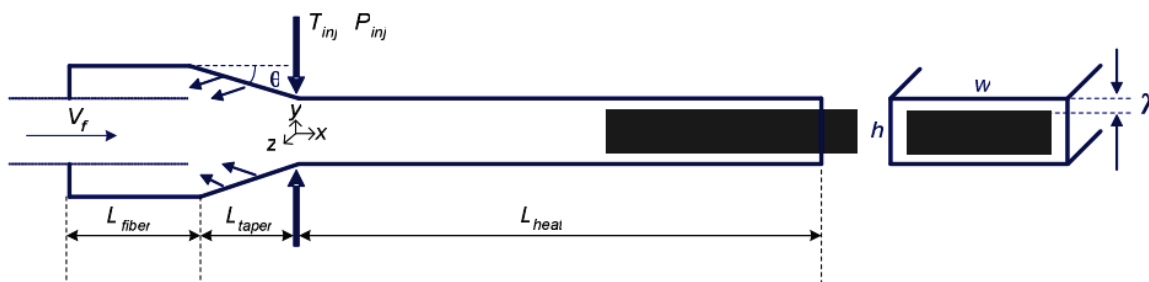
Kde $F_{viscous}$ (3) je síla viskózního tření a $F_{compact}$ (2) je síla odporu vlivem průřezu profilu a úhlu zkosení θ .

$$F_{compact} = \iint_{A_1} P(x, y, g_1(x, y)) \sin \theta dA_1 \quad (2)$$

Kde $P(x, y, g(x, y))$ je tlak pryskyřice, θ je úhel zkosení formy a dA_1 je element plochy na povrchu zkosení.

$$F_{viscous} = \frac{v_f}{\lambda} \iint_{A_2} \mu(\alpha, T) dA_2 \quad (3)$$

Kde $\mu(\alpha, T)$ je viskozita pryskyřice, A_2 označuje oblast, kde pryskyřice ještě nezačala tuhnout. λ je tloušťka vrstvy pryskyřice, v_f je rychlost tažení.



Obr. 22: Schéma výpočtu tažné síly [15]

Obr. 22 demonstruje proces tažení při vstupu do vytvrzovací formy:

- Parametry h, w určují průřez taženého profilu,
- L_{heat} je délka na které působí tepelný tok,

- L_{taper} je délka zúžení,
- L_{fiber} je délka náběhu formy,
- T_{inj} je síla vstřiku,
- P_{inj} je tlak vstřiku.

Dalším parametrem je třecí síla, která vzniká při kontaktu formy a suchých vláken, při nedostatku vstřikovacího tlaku, nebo při startu, kdy se provádí počáteční plnění formy.

Informace o výpočtu tažné síly jsou čerpány z práce Analysis of Pull-Force in Injected Pultrusion, která také detailně zkoumá parametry, které do výpočtu vstupují, a jejich určení. [15]

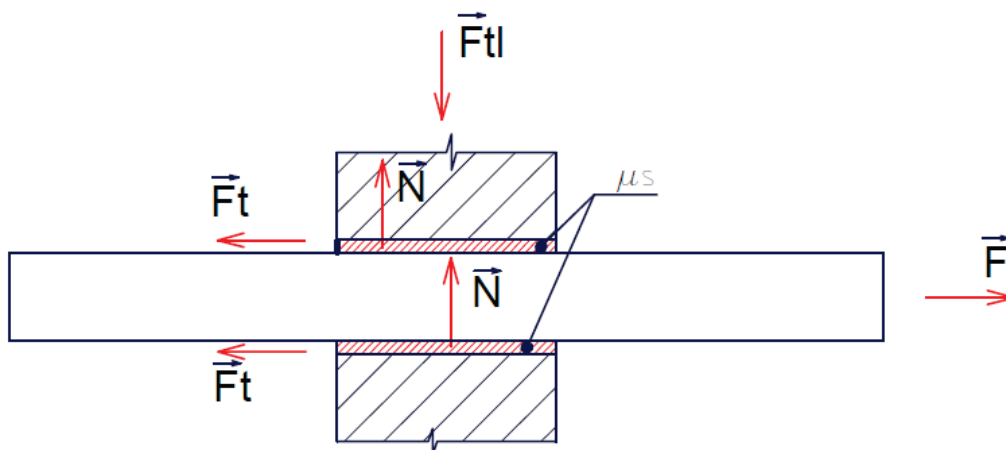
3.2 Výpočet upínacího mechanismu

Při výpočtu upínacího mechanismu je výchozí hodnotou síla tažení F a součinitel statického tření μ_s . Součinitel statického tření je mezi profilem a materiálem se zjišťuje experimentálně, využitý je proto katalog firmy Strongwell, která uvádí tažnou i tlačnou sílu mechanismu.

Vstupní hodnoty jsou:

Tažná síla $F = 5,4 \text{ t} = 52974 \text{ N}$ [14]

Tlačná síla $F_{tl} = 10,8 \text{ t} = 105948 \text{ N}$ [14]



Obr. 23 Silová rovnováha (vlastní zpracování)

Ze silové rovnováhy v ose x (4) a (5) je vyjádřena normálová síla (7) k tomu je potřeba znát sílu (6):

$$\sum \vec{F}_x = 0 \quad (4)$$

$$F - 2F_t = 0 \quad (5)$$

$$F_t = N * \mu_s \quad (6)$$

$$F_{tl} = 2N \Rightarrow N = \frac{F_{tl}}{2} \quad (7)$$

Po dosazení je získán koeficient tření μ_s (8):

$$F - F_{tl} * \mu_s = 0 \Rightarrow \mu_s = \frac{F}{F_{tl}} = 0,5 \quad (8)$$

Po srovnání s ostatními výrobci, kteří uvádějí tažnou i tlačnou sílu bylo zjištěno, že součinitel statického tření se pohybuje v intervalu $\mu_s \in < 0,42; 0,67 >$. Pro další výpočet se tedy vychází z vypočtené hodnoty $\mu_s = 0,5$.

Pro vlastní výpočet tlačné síly je použita odvozená rovnice ze statické rovnováhy (9), ve které vystupuje požadovaná tažná síla $F = 4000kgf$.

Vstupní hodnoty jsou:

Tažná síla $F = 4000kgf = 39240N$

Součinitel statického tření $\mu_s = 0,5$

$$F_{tl} = \frac{F}{\mu_s} = 78480 N \quad (9)$$

Vypočítaná síla je nutná, aby profil neproklouznul, proto je pro upnutí uvažována síla o 20% vyšší (10):

$$F_{tl20} = F_{tl} * 1,2 = 94176 N \quad (10)$$

4 ANALÝZA POUŽITÝCH KOMPONENT

Na základě vypočítané tažné a tlačné síly v kapitole vstupních parametrů je provedena analýza vhodnosti použitelných komponent. A zároveň výpočet zvolených komponent určených pro konkrétní zatížení při pultruzi.

4.1 Tlačné válce

Aby profil neproklouznul je nutno vyvolat sílu $F_{tl20} = 94176 \text{ N}$. Síla od hydraulického válce je zjištěna z vnitřního průměru a tlaku. Pro určení tlačné síly pneumatických válců je využito tabulek z katalogu.

4.1.1 Pneumatické válce

Technické parametry

Pracovní tlak	0,6 MPa
Minimální tlak	0,15 MPa
Maximální tlak	1,0 MPa
Pracovní teplota	-20°C až +80°C *
Pracovní médium	upravený stlačený vzduch

*) hodnoty se vztahují pro standardní těsnicí prvky

Průměr pístu	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N]	482	754	1178	1870	3015	4713	7363	12064	18849	29460	48254	75398
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N] s průběžnou pístní tyčí	415	633	990	1682	2720	4418	6880	11581	18096	28274	46384	71657
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N]	415	633	990	1682	2720	4418	6880	11581	18096	28274	46384	71657
Závitové připoje	G1/8"	G1/4"	G1/4"	G3/8"	G3/8"	G1/2"	G1/2"	G3/4"	G3/4"	G1"	G1"	G1"
Délka nastavitelného tlumení [mm]	13	13	11	16	16	20	25	27	32	40	48	48
Maximální zdvih [mm]*	1000*	1000*	1000*	1000*	1500*	1500*	2000*	2000*	2000*	2000*	2000*	1500*
Hmotnost základní části [kg]	0,54	0,80	1,10	1,70	2,70	4,20	7,60	13,30	20,50	29,00	69,50	120,00
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg]	0,0028	0,0037	0,0060	0,0062	0,0100	0,0110	0,0160	0,0280	0,0300	0,0340	0,0650	0,113
Hmotnost základní části [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,64	0,90	1,30	1,90	3,40	5,00	9,40	16,30	22,50	33,00	74,00	129,00
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg] s průběžnou pístní tyčí	0,0038	0,0047	0,0080	0,0082	0,0140	0,0150	0,0220	0,0400	0,0420	0,0460	0,0810	0,137

*) Zdvih válce může být delší po dohodě s technickým oddělením naší společnosti

Obr. 24 Technické parametry dvojčinných válců [16]

Z technických parametrů válců je zřejmé, že potřebné síly nedosáhnou ani při použití největšího průměru. Při použití dvou válců by tlačná síla jednoho válce odpovídala $\frac{F_{tl}}{2} = 47088 \text{ N}$. Použitelný by byl válec o průměru 320 mm. Nicméně válec je nevhodný a neefektivní vzhledem ke spotřebě vzduchu.

Další možností je použití tandemových dvojčinných válců.

Technické parametry

Pracovní tlak	0,6 MPa
Minimální tlak	0,15 MPa
Maximální tlak	1,0 MPa
Pracovní teplota	-20°C až +80°C *
Pracovní médium	upravený stlačený vzduch

*) hodnoty se vztahují pro standardní těsnicí prvky

Průměr pístu	63	80	100	125	160	200	250	320
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N] pro dvojité tandem	3552	5737	9130	14243	23373	36945	57726	94639
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N] pro dvojité tandem	3363	5442	8835	13761	22618	36192	56548	92769
Vysouvací síla při 0,6 MPa [N] pro trojitý tandem	5234	8458	13548	21124	34682	55041	86002	141023
Zasouvací síla při 0,6 MPa [N] pro trojitý tandem	5045	8164	13253	20641	33927	54288	84823	139153
Závitové přípoje	G3/8"	G3/8"	G1/2"	G1/2"	G3/4"	G3/4"	G1"	G1"
Délka nastavitelného tlumení [mm]	16	20	25	25	32	32	36	48
Maximální zdvih [mm]*	500*	1000*	1000*	1000*	1000*	1000*	1000*	1000*
Hmotnost základní části [kg] pro dvojité tandem	2,83	5,5	7,2	12,7	26,1	37,3	52,5	105,0
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg] pro dvojité tandem	0,010	0,014	0,020	0,026	0,044	0,054	0,060	0,120
Hmotnost základní části [kg] pro trojitý tandem	4,00	8,2	10,2	17,8	38,9	54,1	76,0	140,0
Hmotnost 1 mm zdvihu [kg] pro trojitý tandem	0,014	0,019	0,029	0,036	0,060	0,078	0,086	0,175

*) Zdvih válce může být delší po dohodě s technickým oddělením naší společnosti

Obr. 25 Technické parametry dvojčinných tandemových válců [16]

Z Obr. 25 je zřejmé, že při použití dvojitého tandemu by průměr válce odpovídal 250 mm a bylo by nutno použít dva válce. Při použití trojitého tandemu dostáváme dva válce o průměru 200 mm.

Typ	Počet	Průměr válce [mm]	Síla [N]	Hmotnost [kg]
Dvojčinný	1	-	-	-
	2	320	97048	148
Dvojčinný pro dvojité tandem	1	320	94639	105
	2	250	57726	105
Dvojčinný pro trojitý tandem	1	320	141023	140
	2	200	110082	108,2

Tabulka 1 Seznam použitelných pneumatických válců

Z Tabulka 1 vidíme, že je možno použít pět typů pneumatických válců. Nicméně použití pneumatických válců je nevhodné, kvůli vysoké hmotnosti válců a neefektivnosti použití vzhledem k velké spotřebě vzduchu.

4.1.2 Hydraulické válce

V kapitole o výpočtu hydraulických válců je čerpáno z webu kardanka.cz [17]

Tlak hydraulických válců určíme podle nominálního tlaku čerpadla $p = 16 \text{ MPa}$. Kde pomocí (11) a (12) je vypočtena plocha tlačného pístu válce.

$$p = \frac{F_{tl20}}{S} \Rightarrow S = \frac{F_{tl20}}{p} \quad (11)$$

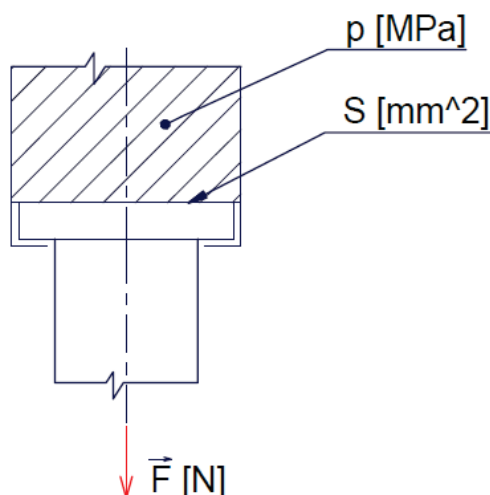
$$S = \frac{\pi D_{hv}^2}{4} \quad (12)$$

Průměry vybraných dvojčinných hydraulických válců s přírubou se pohybují v rozmezí $D_{hv} \in < 25; 130 > \text{ mm}$.

Po dosažení do (13) a (14) dostáváme požadované průměry při pracovním tlaku válce.

$$D_{hv1} = \sqrt{\frac{4F_{tl20}}{\pi p}} = 86 \text{ mm} \quad (13)$$

$$D_{hv2} = \sqrt{\frac{4 \frac{F_{tl20}}{2}}{\pi p}} = 61 \text{ mm} \quad (14)$$



Obr. 26 Výpočet tlačné síly válce (vlastní zpracování)

Pro vyvolání potřebné tlačné síly, je potřeba použít jeden válec o průměru 90 mm nebo dva válce o průměru 63 mm. Navrhovaný zdvih válce je $h = 400 \text{ mm}$. Vzhledem k tomu, že není nutné použít dva válce, je použit pouze jeden pro jednoduchost rozvodů hydraulických kabelů.

Typ válce	HDF 90/50-400
Materiál	Válcovaná trubka: St 52.3, Pístnice: Tvrdě pochromovaná ocel, Těsnění: Polyuretan
Provozní teplota [°C]	-25 až 90
Provozní tlak [MPa]	0,25 až 20
Rychlost zdvihu [m/s]	max 0,5
Médium	Hydraulické oleje na bázi minerálních olejů

Tabulka 2 Parametry hydraulického válce HDF 90/50-400 [18]

Kontrola na vzpěr:

Výpočet vzpěrné stability je čerpán z učebních materiálů mechaniky.

Pro ověření, jestli nedojde ke ztrátě vzpěrné stability slouží podmínka $F_k > F_{tl20}$, Kritickou sílu vypočtu z rovnice (15). K výpočtu musíme znát kvadratický moment průřezu tyče J_{z90} (16), Délku $h = 400 \text{ mm}$, návrhovou bezpečnost $k = 4$ a modul pružnosti v tahu $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

$$F_k = \frac{\pi^2 * E * J_{z90}}{h^2 * k} = 993548 \text{ N} \quad (15)$$

$$J_{z90} = \frac{\pi D_{hv1}^4}{64} = 306796,16 \text{ mm}^4 \quad (16)$$

4.1.3 Tlak a průtok čerpadla

Ve výpočtu je uvažován nominální tlak čerpadla $p = 16 \text{ MPa}$ a nominální výkon čerpadla $P_c = 15 \text{ l/min}$. [19]

Rychlost hydraulického válce já dána jeho objemem (17) a rychlostí a (19) jakou stihneme tento objem naplnit, tzn. výkonem čerpadla (19). [17]

Objem válce:

$$V = \frac{\pi D_{hv}^2}{4} * h = 1,91 \text{ l} \quad (17)$$

Čas zjistím z nominálního výkonu:

$$P_c = \frac{V}{t} \Rightarrow t = \frac{V}{P_c} = 7,64 \text{ s} \quad (18)$$

Rychlost vysunutí do plného zdvihu:

$$v_{hv} = \frac{h}{t} = 0,04 \text{ m/s} \quad (19)$$

Z výpočtu plyne, že čerpadlo o nominálním tlaku $p = 16 \text{ MPa}$ a výkonu $P_c = 15 \text{ l/min}$ vysune válec do plné délky $h = 300 \text{ mm}$ za čas $t = 7,64 \text{ s}$. Z Tabulka 2 parametrů válce vidíme, že povolená rychlost výsuvu válce je $v_{hvmax} = 0,5 \text{ m/s}$ což vyhovuje.

4.2 Lineární technika

V možnostech řešení, jak vodit mechanismus jsou kuličkové pouzdra a vodící tyče, nebo lineární vedení. Kuličkové pouzdra a vodící tyče jsou levnější a jednodušší na montáž, ale mají nižší únosnost. Lineární vedení zase musíme usadit na obrobené plochy, ale je přesnější a vydrží mnohem větší zatížení.

Pokud bude uvažováno zatížení od tlačné síly $F_{tl20} = 94176 \text{ N}$ a hmotnost mechanismu $W = 500 \text{ kg}$. Dostáváme zatížení (20), které bude působit na lineární techniku:

$$P = F_{tl20} + Wg = 99081 \text{ N} \quad (20)$$

4.2.1 Kuličková pouzdra a vodící tyče

Kuličková pouzdra a vodící tyče mohou být využita ve dvou aplikacích. První z nich je vedení celého mechanismu upínače. Druhou aplikací je vedení přitlačné desky právě v mechanismu upínače.

1) Vedení celého mechanismu upínače:

Při hledání u společnosti Hiwin je zjištěna největší únosnost ze všech kuličkových pouzder. Tu mají válečková kuličková pouzdra tandemová typu JBL. Jejich statická únosnost je $C_0 = 8232 \text{ N}$. I kdybychom každé pouzdro zdvojili, tedy celé zatížení by drželo 8 pouzder, zatížení by bylo větší, než je dovoleno (21).

$$P_{kp} = \frac{P}{8} = 12385 \text{ N} \quad (21)$$

$C_0 < P_{kp}$ z této podmínky plyne, že pouzdra nevyhovují.

Průměr tyče d mm	Označení	Základní rozměry a tolerance										Únosnosti	
		d		D		L		B		W mm	D1 mm	Dynamická únosnost C(N)	Statická únosnost C ₀ (N)
		mm	tolerance μm	mm	tolerance μm	mm	tolerance μm	mm	tolerance μm				
8	JBL-08AWW	8		15	0 -11	45		35		1,10	14,3	441	804
10	JBL-10AWW	10		19		55		44		1,30	18,0	608	1127
12	JBL-12AWW	12	0 -9	21	0 -13	57	0 -200	46	0 -200	1,30	20,0	823	1588
16	JBL-16AWW	16		28		70		53		1,60	27,0	1245	2352
20	JBL-20AWW	20		32		80		61		1,60	30,5	1401	2764
25	JBL-25AWW	25	0 -10	40	0 -16	112		82		1,85	38,0	1558	3136
30	JBL-30AWW	30		45		123		89		1,85	43,0	2450	5488
35	JBL-35AWW	35	0 -12	52	0 -19	135	0 -300	99	0 -300	2,10	49,0	2646	6272
40	JBL-40AWW	40		60		151		121		2,10	57,0	3479	8232

Obr. 27 Únosnosti kuličkových pouzder typu JBL [20]

Po prohledání dalších společností bylo zjištěno, že společnost SKF nabízí vodící tyče až do průměru 80 mm. Které mají statickou únosnost $C_0 = 32000 \text{ N}$, ale ani ty by vzhledem k vysokému dynamickému zatížení mechanismu, neobstály vzhledem k životnosti.

2) Vedení přitlačné desky upínače:

Na Obr. 28 vidíme navrhované uspořádání přitlačného mechanismu. Ve výpočtu nás zajímají mechanické vlastnosti vodících tyčí statická únosnost kuličkových pouzder. Vzhledem k tomu, že zatížení působí pouze, když je tyč v klidu, můžeme s jistotou říci, že životnost pouzdra překročí hranici 20000 h.

Zvoleno bylo pouzdro z katalogu kuličkových pouzder společnosti SKF typ LVCR 50 - 2LS jehož parametry jsou vypsány v Tabulka 3. K pouzdu je vybrána tyč s označením LJMR 50x550 ESSC2, jejíž materiálové vlastnosti jsou vypsány v Tabulka 4 [21]

Průměr	Dynamická únosnost	Statická únosnost	Hmotnost
F_w	C_{dyn}	C_0	-
[mm]	[N]		[kg]
50	13400	12200	3,27

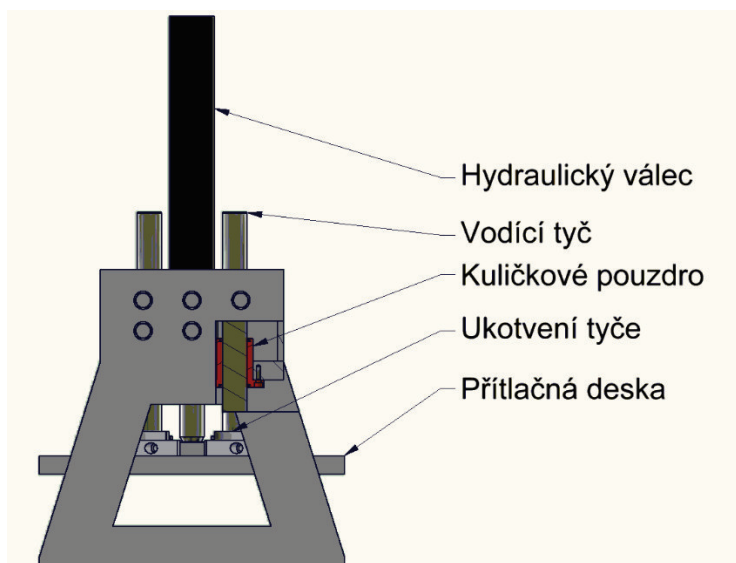
Tabulka 3 Parametry kuličkového pouzdra LVCR 50 - 2LS [21]

Materiálové vlastnosti tyče			
Materiál:	X90CrMoV18		
R_e	R_m	E	HB
[MPa]			-
430	750	$2,1 \cdot 10^5$	230

Tabulka 4 Materiálové vlastnosti tyče [22]

Bezpečnost statické únosnosti (22) [20]:

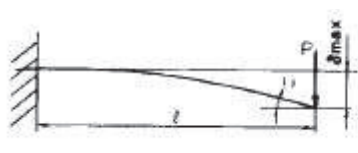
$$S_0 = \frac{4C_0}{F} = 1,24 \quad (22)$$



Obr. 28 Uspořádání přítlačného mechanismu (vlastní zpracování)

Mechanické vlastnosti vodících tyčí:

Předpokládaný model zatížení (Obr. 28) = v kuličkovém pouzdře díky tlaku od hydraulických válců vznikne vetknutí. V tom případě možno použít výpočet zobrazený na Obr. 29.



$$\delta_{\max} = \frac{P\ell^3}{3EI} = 16P\ell^3C$$

$$\begin{cases} i_1 = \frac{P\ell^2}{2EI} = 24P\ell^2C \\ i_2 = 0 \end{cases}$$

Obr. 29 Model zatížení vodící tyče – vetknutí [23]

Zatížení	F [N]	39240
Zdvih	h [mm]	400
Počet tyčí	i_t [-]	4
Průměr tyče	F_w [mm]	50

Kontrola na ohyb (23) až (26):

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 349,5 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$M_o = \frac{F * h}{i_t} = 3924 \text{ Nm} \quad (24)$$

$$W_o = \frac{\pi F_w^3}{32} = 1,227 * 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (25)$$

$$kk_o = \frac{Re}{\sigma_o} = 1,076 \quad (26)$$

Bezpečnost (26) se může zdát příliš nízká, nicméně je uvažována celková síla tažení, což je extrémní případ, který nastane opravdu jen ve výjimečných případech. Výpočet slouží k ověření situace extrémního případu, že celý profil bude viset pouze na upínací desce, ověření spočívá v tom, že nedojde k překročení meze kluzu. Při běžném upnutí bude tažná síla působící ohybovým momentem na tyče poloviční.

Celkové prohnutí tyče (27) a (28):

$$\delta_{tmax} = \frac{Ph^3}{i_t 3EJ_t} = 0,7864 \text{ mm} \quad (27)$$

$$I_t = \frac{\pi F_w^4}{64} = 3,068 * 10^5 \text{ mm}^4 \quad (28)$$

V extrémním případě se tyč prohne o 0,7864 mm.

Mazání kuličkových pouzder a vodících tyčí:

Podle katalogu SKF jsou jimi dodávaná pouzdra předmazána a zvolené pouzdro s domečkem typ LVCR 50 - 2LS není určeno k domazávání. [21]

4.2.2 Lineární vedení

Pro výpočet zatížení lineárního vedení je nutno vzít v úvahu faktory jako je těžiště zatížení, bod působení pohybové síly a setrvačnost hmoty na začátku i na konci pohybu. Pro výpočet a volbu lineárního vedení je použit katalog společnosti HIWIN [20]

Zatížení lineárního vedení:

Zatížení jednoho vozíku

Tabulka 2.3 Zatížení jednoho vozíku (příklady výpočtu zatížení vozíku)

Typické příklady	Rozmístění zátěže	Zatížení vozíku
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$

Obr. 30 Způsob zatížení vozíku [20]

Pro případ tažení profilu je uvažován typ zatížení na Obr. 30, nejsou uvažovány momentové složky, protože profil bude umístěn v těžišti. Proto bude také každý vozík namáhán stejně.

Potom zatížení jednoho vozíku (29):

$$P_{lv} = \frac{Wg}{4} + \frac{F_{tl20}}{4} = 24770 \text{ N} \quad (29)$$

Setrvačnost zatížení a hmoty, uvažována konstantní rychlost, protože rychlosti pultruze jsou velmi malé. Uvažovaná hmotnost mechanismu $W = 500 \text{ kg}$ a tažnou sílu $F = 39240 \text{ N}$. Potom setrvačnost zatížení je (30):

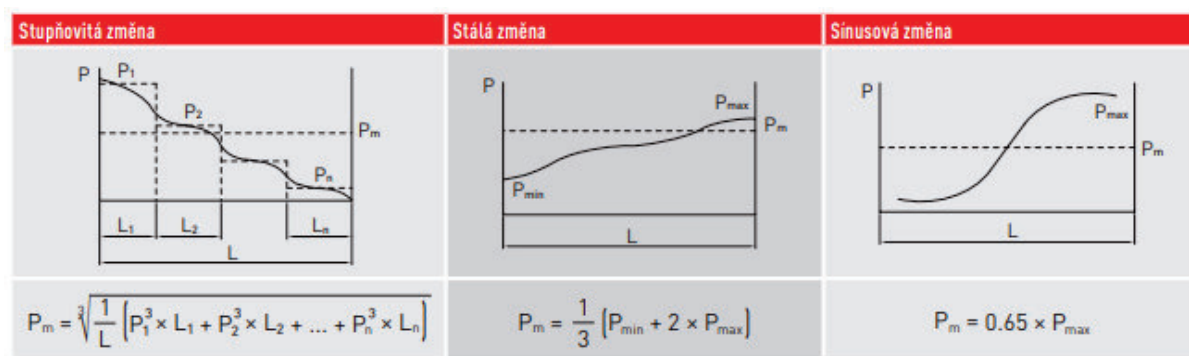
$$P_{lv_set} = \frac{Wg}{4} + \frac{F}{4} = 11036 \text{ N} \quad (30)$$

Jelikož $P_{lv} > P_{lv_set}$ dále je uvažováno statické zatížení.

Zvážení zrychlení a zpomalení	Zatížení 1 vozíku
	<ul style="list-style-type: none"> Konstantní rychlost $P_1 \dots P_4 = \frac{W}{4}$
	<ul style="list-style-type: none"> Zrychlení $P_1 = P_3 = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \times \frac{W}{g} \times \frac{v_c}{t_1} \times \frac{l}{d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} \times \frac{W}{g} \times \frac{v_c}{t_1} \times \frac{l}{d}$
	<ul style="list-style-type: none"> Zpomalení $P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} \times \frac{W}{g} \times \frac{v_c}{t_3} \times \frac{l}{d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \times \frac{W}{g} \times \frac{v_c}{t_3} \times \frac{l}{d}$

Obr. 31 Setrvačnost zatížení a hmoty [20]

Ekvivalentní zatížení je uvažováno, když se zatížení lineárního vedení výrazně mění, potom je ekvivalentní zatížení použito pro výpočet životnosti vedení. V konkrétním případě upínače je zatížení vyvinuto pouze při upnutí, při vracení mechanismu je mnohem menší.



Obr. 32 Příklad ekvivalentního zatížení [20]

Jelikož se zatížení mění pravidelně uvažujeme typ zatížení jako sinusovou změnu (31):

$$P_{lv_m} = 0,65 \times P_{lv} = 16100,5 \text{ N} \quad (31)$$

Životnost lineárního vedení:

Jmenovitá životnost (32), požadována 20000 hodin, uvažovaná rychlost $v = 3 \text{ m/min}$ (největší rychlost z intervalu), potom C_{dyn} minimální je (33).

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{P_{lv_m}} \right)^3 \times 50 \text{ [km]} \quad (32)$$

$$L_h = \frac{L}{v \times 60} = \frac{\left(\frac{C_{dyn}}{P_{lv_m}} \right)^3 \times 50}{v \times 60} \Rightarrow C_{dyn} = \sqrt[3]{\frac{L_h \times v \times 60}{50000}} \times P_{lv_m} = 66981 \text{ N} \quad (33)$$

Faktory, které snižují životnost jsou faktor tvrdosti vedení, teplotní faktor a zátěžový faktor. Všechny faktory jsou vzhledem k podmínkám, ve kterých je vedení použito rovny jedné, proto neovlivní životnost. Faktor tvrdosti vedení je roven jedné, pokud tvrdost kolejničky lineárního vedení je 58 HRC, proto je zvolena kolejnička s danou tvrdostí. Faktor teploty do životnosti vstupuje, pokud je teplota větší než 100°C , což v není tento případ. Faktor zatížení vstupuje do životnosti, pokud je rychlost posuvu větší než 15 m/min . [20]

Statická konstrukční bezpečnost:

Při zjišťování statické únosnosti předpokládáme návrhovou statickou bezpečnost $f_{SL} = 2$, jedná se o normální zatížení (viz. Obr. 33). Z (34) je zjištěna požadovaná statická únosnost.

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P_{lv}} \Rightarrow C_0 = P_{lv} \times f_{SL} = 49540 \text{ N} \quad (34)$$

Zatížení	$f_{st}; f_{sv} \text{ [min.]}$
Normální zatížení	1.25 – 3.00
S rázy a vibracemi	3.00 – 5.00

Obr. 33 Statická konstrukční bezpečnost [20]

Určení délky kolejničky:

Kolejnice se vyrábí v individuálních délkách, maximální délka je však 4000 mm. Aby nevzniklo riziko nestability konce kolejnice, nesmí hodnota E překročit polovinu rozteče P_k . Zároveň musí být hodnota $E_{1/2} \in < E_{1/2min}; E_{1/2max} >$ aby nepraskl montážní otvor [20]

$$L_k = (i - 1) * P_k + E_1 + E_2 \quad (35)$$

Pokud zvolím návrhovou délku $L_{kn} = 1500 \text{ mm}$ (35) pro zvolenou kolejnici s roztečí $P_k = 80 \text{ mm}$ získám počet otvorů:

$$i = \frac{L_{kn}}{P_k} = 19 \quad (36)$$

Po dosazení do rovnice (36) zjistíme, že navrhovaná délka kolejnice 1500 mm vyhovuje. Hodnoty $E_{1,2} = 30 \text{ mm}$, což není víc než polovina rozteče. A také náleží do intervalu $E_{1/2} \in < 9; 71 >$, to splňuje podmínku o neprasknutí montážních otvorů.

Zvolený vozík a kolejnice:

Vozík	QHW35HCZ0H
Řada	QH
Typ	W – přírubový
Velikost	35
Třída zatížení	H – super vysoké zatížení
Montáž vozíku	C – shora nebo zespodu
Předepnutí	Z0 (standard)
Třída přesnosti	H (standard)
Typ těsnění	SS (standard)
C_{dyn}	73590 N
C_0	86240 N

Tabulka 5 Parametry vozíku QHW35HC [20]

Kolejnice	HGR35R1500H
Řada	HRG
Velikost	35
Montáž kolejnice	R – Shora
Délka	1500
Třída přesnosti	H (standard)

Tabulka 6 Parametry kolejnice HGR35R1500H [20]

Podle vypočtených hodnot C_0 a C_{dyn} je zvoleno lineární vedení, které vyhovuje tomuto zatížení. Tomu odpovídá vozík QHW35HC a kolejnice HGR35R1500H. Vzhledem k uvažované konstrukci je zvolen vozík s montáží ze spodu a kolejnici s montáží shora.

Určení třecího odporu:

Třecí odpor (37), obecně má třecí koeficient hodnotu $\mu = 0,004$, pokud je zatížení jen 10% dynamické únosnosti, je většina třecího odporu způsobena stěračem a mazivem, v konkrétním případě ale není, proto budeme třecí odpor uvažovat. Pro zvolený vozík $S_t = 3,1 N$. [20]

Název/rozměr	Třecí síla [N]	Název/rozměr	Třecí síla [N]
HG/QH_15	1.2	HG_45	3.9
HG/QH_20	1.6	QH_45	5.3
HG/QH_25	2.0	HG_55	4.7
HG/QH_30	2.7	HG_65	5.8
HG/QH_35	3.1		

Obr. 34 Hodnoty třecích odporů vozíku [20]

$$F_{tr} = \mu * (W + F_{tl}) + 4S_t = 408,7 N \quad (37)$$

Tuhost lineárního vedení:

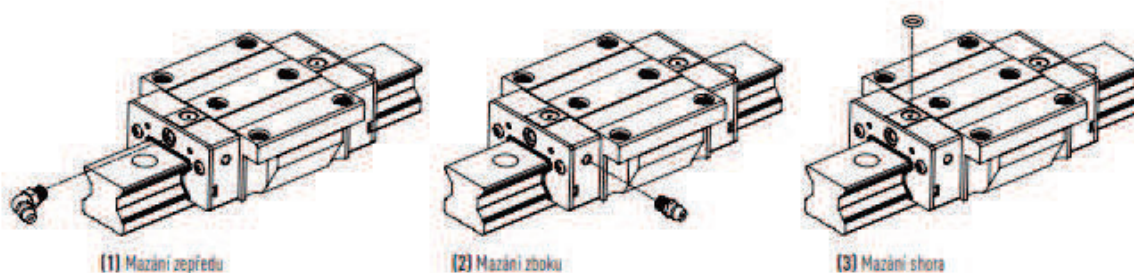
Tuhost lineárního vedení závisí na zvoleném předepnutí, jestli je zvoleno předepnutí Z0 potom tuhost lineárního vedení $k_{lv} = 480 N/\mu m$. Následně můžeme z rovnice (38) zjistit deformaci v závislosti na tuhosti.

$$\delta_{lv} = \frac{P_{lv}}{k_{lv}} = 51,6 \mu m \quad (38)$$

Mazání lineárního vedení:

Jelikož se jedná o valivé uložení je nutno zabezpečit dostatečnou zásobu maziva. K mazání lze použít olej nebo vazelína. Maziva jsou určena ke snížení opotřebení, chrání před kontaminací a korozí. Prodlužují životnost mazaného zařízení. V případě nechráněných kolejnič se musí pravidelně odstraňovat nečistoty. [20]

Maznice na vozíku může být umístěna buď zepředu, což je standartní provedení, z boku, nebo shora (viz. Obr. 35). Pro konkrétní problém je vhodné umístění zepředu, aby byla maznice dobře přístupná.



Obr. 35 Umístění maznice na vozíku [20]

Pro zvolený typ vozíku QHW_35 odpovídá rozměr závitu maznice M6x75. [20]

Společnost Hiwin také nabízí mazací lis o obsahu 70 nebo 400 g. A to včetně mazacího nástavce a sady trysek, nebo bez něj. Také nabízí maziva. Konkrétní aplikaci řadíme mezi vysoká zatížení, proto je doporučen typ maziva: G01. [20]

4.3 Pohon

Při řešení pohonu celého tažného mechanismu se můžeme vydat dvěma směry. Jedním z nich je pohon pomocí hydraulických válců, kterými budou taženy upínače. Hydraulické válce pro pohon používá většina firem zmíněných v rešerši. Jelikož, už jsou hydraulické válce zvoleny pro upnutí profilu, nyní zvolíme druhou cestu, a to pohon pomocí kuličkového šroubu. Celý pohybový mechanismus se může schovat pod upínače, tím pádem budeme mít delší pojezdovou délku. Poté se odlišíme od ostatních firem, které pro pohon používají právě hydraulické válce.

4.3.1 Pohybový šroub

Pohybových šroubů je několik druhů, při pultruzi nemusíme dbát na vysokou přesnost, proto je zamýšleno zvolení válcovaného kuličkového šroubu. Nicméně vzhledem k vysokému zatížení, bychom byli nuceni použít jeden z největších průměrů, abychom dosáhli požadované životnosti $L_h = 20000 h$. Proto je použit planetový pohybový šroub, jehož dynamické únosnosti jsou řádově vyšší.

Pro výpočet planetových šroubů je použit katalog společnosti SKF [24]

Celková síla při tažení (39):

$$F_{\Sigma} = F + F_{tr} = 39240 + 408,7 = 39648,7 N \quad (39)$$

Výpočet ekvivalentní axiální síly působící na šroub při vzdálenosti $l_{1,2} = 1000 mm$ (40), pro výpočet uvažujeme sílu šroubu při upnutí F_{Σ} a sílu šroubu při zpětném chodu F_{tr} :

$$F_{m\dot{s}} = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i * l_i}{\sum l_i}} = 31469,21 N \quad (40)$$

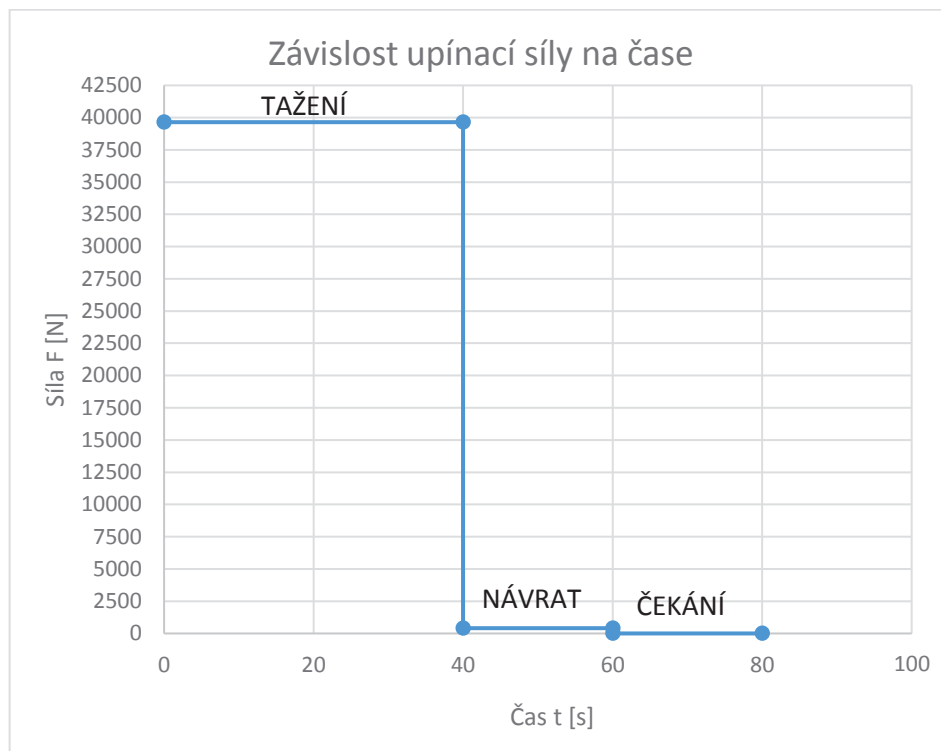
Otáčky šroubu (41) a (42):

rozteč $P_h = 10 mm$:

$$n_{\dot{s}_{TAM}} = \frac{v_{max}}{P_h} = 150 min^{-1} \quad (41)$$

$$n_{\dot{s}_{ZPET}} = \frac{v_{zp_max}}{P_h} = 300 min^{-1} \quad (42)$$

- Celkový čas jednoho cyklu (48) při maximální rychlosti je znázorněn na Obr. 36, časový průběh dalších cyklů je vypočten pomocí rovnic (44) až (46):



Obr. 36 Závislost upínací síly na čase (vlastní zpracování)

$$t_s = t_{TAM} + t_{ZPET} + t_{CEK} = 80 \text{ s} \quad (43)$$

$$t_{TAM} = \frac{l_1}{v_{max}} = 40 \text{ s} = 50 \% \quad (44)$$

$$t_{ZPET} = \frac{l_1}{v_{zp_max}} = 20 \text{ s} = 25 \% \quad (45)$$

$$t_{CEK} = t_{TAM} - t_{ZPET} = 20 \text{ s} = 25\% \quad (46)$$

- Střední otáčky šroubu (47):

$$n_{mš} = \sum_{i=1}^x n_i \frac{t_i}{100} = 150 \text{ min}^{-1} \quad (47)$$

Životnost šroubu (48):

Požadavek 20000 h

$$L_{hš} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{mš}} \right)^3 * \frac{10^6}{n_{mš} * 60} = 44521 \text{ h} \quad (48)$$

Po vyjádření C_{dyn} z rovnice (48) získáme požadovanou dynamickou únosnost (49):

$$C_{dyn_pož} = \sqrt[3]{\frac{L_{hš} * n_{mš} * 60}{10^6}} * F_{mš} = 177681,9 \text{ N} \quad (49)$$

Vzhledem k vypočtené dynamické únosnosti volíme z katalogu SKF matici SRF 48x10R. [24]

d ₀	P _h	L _{tp}	C _{dyn}	C ₀	C _{dyn} max	C ₀ max	η	η'
[mm]			[kN]				-	
48	10	3300	232	475	265	581	0,87	0,85
S _{ap}	T _{be}	m _n	m _s	J _s	J _{nn}	J _{ns}	Z _n	Z _s
[mm]	[Nm]	kg	kg/m	kgmm ² /m	[kgmm ²]		[cm ³]	[cm ³ /m]
0,04	1,3	7,8	14,2	4090	18500	371	54	22

Tabulka 7 Parametry a technická data matice SRF 48x10R [24]

d ₀	d ₁	d ₂
[mm]		
48	48,8	46,9

Tabulka 8 Rozměry závitu 48x10R [24]

Účinnosti:

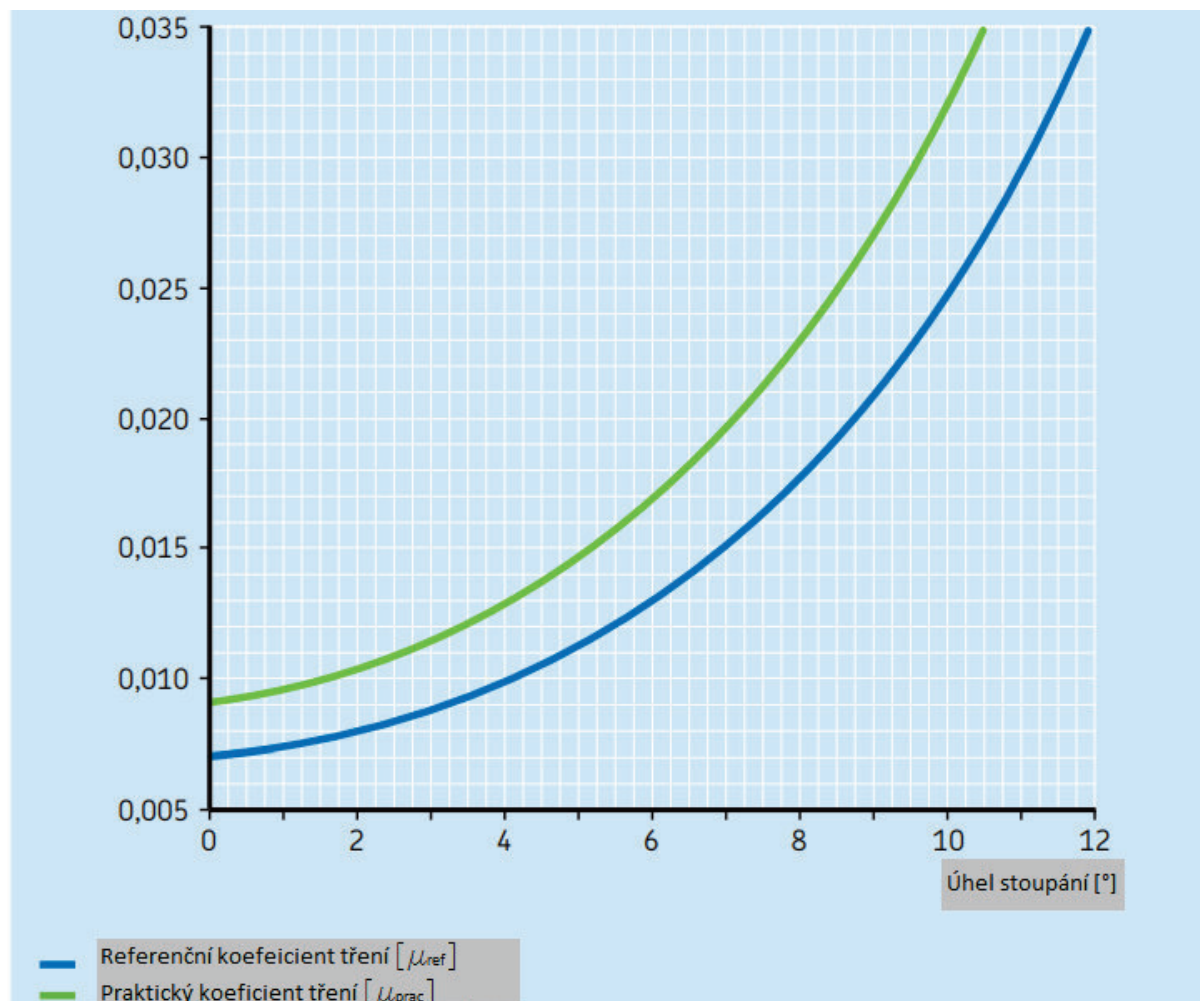
- Úhel stoupání (50):

$$\alpha = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi * d_0}\right)^2 = 3,79^\circ \quad (50)$$

- Teoretická přímá účinnost (51):

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi * d_0}{P_h} * \mu_{ref}} = 0,875 \quad (51)$$

Kde koeficient tření $\mu_{ref} = 0,0095$ z diagramu na Obr. 37



Obr. 37 Diagram koeficientů tření [24]

- Nepřímá teoretická účinnost (52):

$$\eta' = 2 - \frac{1}{\eta} = 0,857 \quad (52)$$

- Praktická přímá účinnost (53):

$$\eta_p = \frac{1}{1 + \frac{\pi * d_0}{P_h} * \mu_{prac}} = 0,844 \quad (53)$$

Kde koeficient tření $\mu_{prac} = 0,0125$ z diagramu na Obr. 37.

Výkonnostní charakteristiky:

- Potřebný krouticí moment (54):

$$T_K = \frac{F_s * P_s}{2000 * \pi * \mu} = 75 \text{ Nm} \quad (54)$$

- Výkon motoru (55):

$$P_m = \frac{F_s * P_h * \eta}{60000 * \eta_p} = 1178 \text{ W} \quad (55)$$

- Brzdňý moment (56):

Pro započítání nejhoršího případu, který může nastat použijí teoretickou nepřímou účinnost.

$$T_{Kb} = \frac{F_s * P_h * \eta'}{2000\pi} = 54 \text{ Nm} \quad (56)$$

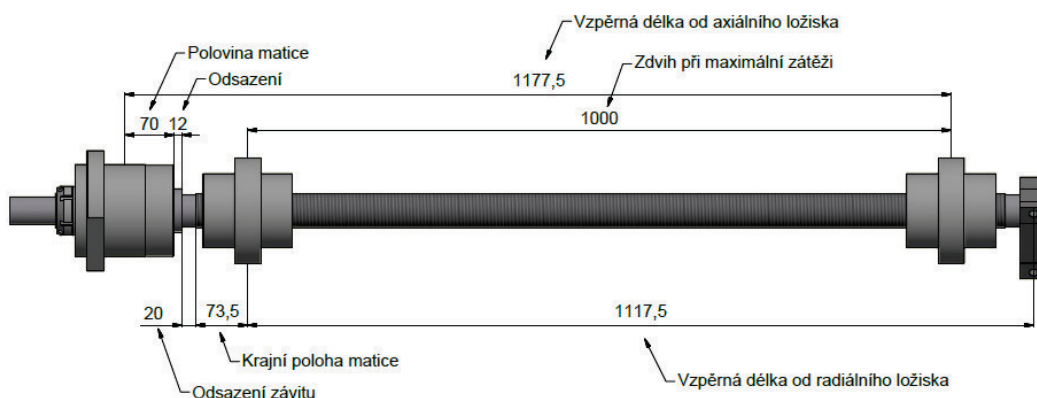
Mezní parametry:

- Kritická síla pro porušení vzpěrné stability:

Nejvíce zatěžovaná bude hřídel při tažení profilu a při největším zdvihu viz. Obr. 38. Vidíme celkovou vzpěrnou délku $l_{fc} = 1177,5 \text{ mm}$. Z Obr. 39 můžeme odečíst koeficient uložení hřídele pro vzpěr $f_3 = 2$.

$$F_c = \frac{34 * 10^3 f_3 d_2^4}{l_{fc}^2} = 237289,49 \text{ N} \quad (57)$$

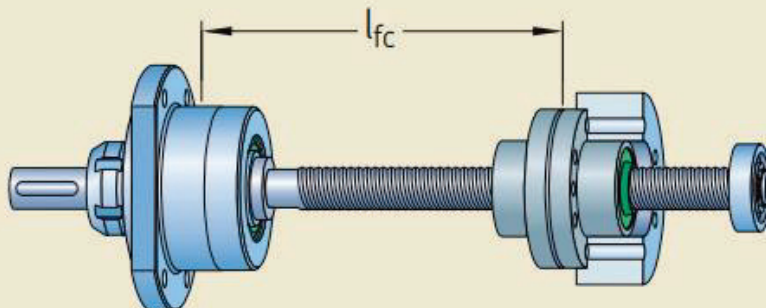
Pokud tuto sílu srovnáme s maximální silou při tažení zjistíme, že $F_c > F_s$ a nedojde k porušení vzpěrné stability.



Obr. 38 Schéma hřídele (vlastní zpracování dle [24])

Fig. 30

Mounting factor $f_3 = 2$



Obr. 39 Uložení hřídele vzpěr f_3 : pevný konec – radiální podpora [24]

- Kritické otáčky:

První variantou (58) je krajní poloha u volného konce hřídele, zde mám koeficient uložení hřídele pro otáčky $f_{1A} = 3,8$ a kritickou délku $l_{crA} = 1177,5 \text{ mm}$. Druhou variantou (60) je krajní poloha u pevného konce hřídele, zde je hodnota koeficientu uložení hřídele pro otáčky $f_{1B} = 2,5$ a kritická délka $l_{crB} = 1115,5 \text{ mm}$. Hodnoty koeficientů odečítáme z Obr. 40 a kritickou délku z Obr. 38.

$$n_{crA} = 49 * 10^6 * \frac{f_{1A} * d_2}{l_{crA}^2} = 6298,4 \text{ min}^{-1} \quad (58)$$

$$n_{crB} = 49 * 10^6 * \frac{f_{1B} * d_2}{l_{crB}^2} = 4617,1 \text{ min}^{-1} \quad (60)$$

Po vynásobení bezpečnostním faktorem 0,8 dostáváme (62):

$$n_{cr} = n_{crB} * 0,8 = 3693,7 \text{ min}^{-1} \quad (62)$$

Vidíme, že podmínka $n_{cr} > n_{s_ZPĚT}$ je splněna.

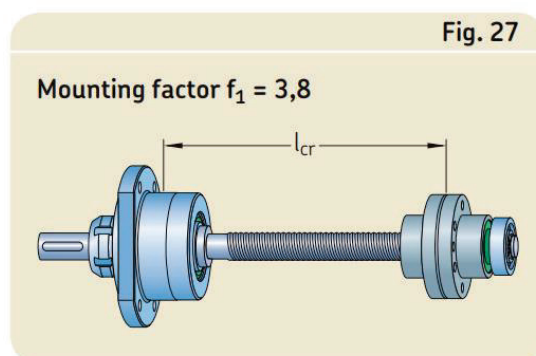
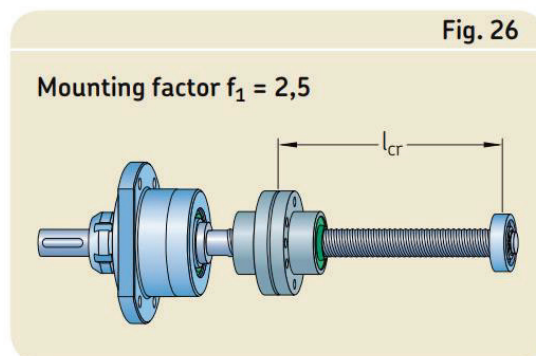
- Rychlostní limit:

Pro všechny typy planetových šroubů je rychlostní limit vyjádřen podmínkou (63):

$$n * d_0 < 160000 \quad (63)$$

$$n_{s_ZPĚT} * d_0 = 14400 \quad (64)$$

Můžeme vidět, že podmínka je splněna (64).



Obr. 40 Uložení hřídele v ložiscích f_1 [24]

Volba ložisek:

Počítáme s uložením jednoho konce jako pevný, druhý konec bude jen radiální podpora (viz. Obr. 40).

Pro toto uložení je zvoleno doporučené ložisko z katalogu SKF. Pro průměr šroubu $d_0 = 48 \text{ mm}$ a rozteč $P_h = 10 \text{ mm}$ je doporučeno ložisko FLBRU 6. [24]

Ložisková jednotka	FLBRU6	
d_0 – průměr šroubu [mm]	48	
d – průměr ložiska [mm]	50	
C_{dyn} – dynamická únosnost [kN]	208	
C_0 – statická únosnost [kN]	392	
Uspořádání ložisek	2+2	
Označení ložisek	7310	
Max. předpětí [Nm]	1,5	
Osová tuhost [N/ μm]	1100	
KMT matice	Označení	KMT 10
	Klíč	HN 10
	Utahovací moment [Nm]	110
	Velikost grub šroubu	M8
	Utahovací moment grub šroubu [Nm]	18

Tabulka 9 Parametry ložiskové jednotky FLBRU 6 [24]

Radiální ložisko je zvoleno z katalogu kuličkových šroubů BUF 50 (Tabulka 10). Zvoleno dle průměru $d_0 = 50 \text{ mm}$. [25]

Ložisková jednotka	BUF 50	
d_0 – průměr šroubu [mm]	50	
C_{dyn} – dynamická únosnost [kN]	19,5	
C_0 – statická únosnost [kN]	11,2	
Označení ložisek	6206.2RS1	
Rozměry	d – vnitřní průměr ložiska [mm]	30
	D – vnější průměr ložiska [mm]	62
	B – šířka ložiska [mm]	16
Pojistný kroužek (DIN 471)	30x1,5	

Tabulka 10 Parametry ložiskové jednotky BUF 50 [25]

Ověření životnosti a statické únosnosti ložisek (65) až (68):

$$L_{h_FLBRU6} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 * \frac{10^6}{n_m * 60} = 32084 \text{ h} \quad (65)$$

$$S_{0_FLRBU6} = \frac{C_0}{F_s} = 9,9 \quad (66)$$

Jelikož radiální ložisko bude držet pouze hmotnost šroubu uvažují maximální radiální sílu $F_r = 500 \text{ N}$.

$$L_{h_BUF50} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_r}\right)^3 * \frac{10^6}{n_m * 60} = 6,6 * 10^6 \text{ h} \quad (67)$$

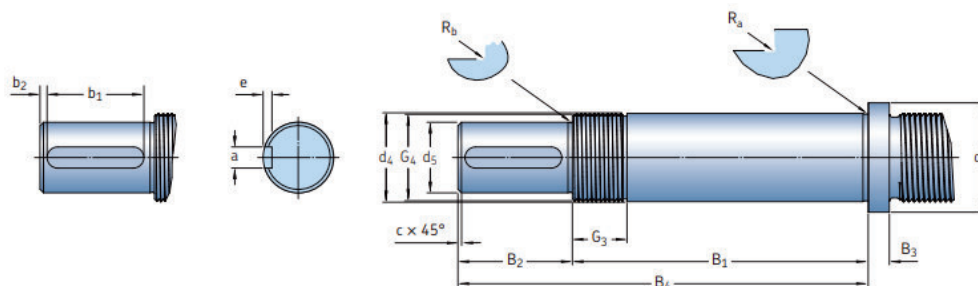
$$S_{0_FLRBU6} = \frac{C_0}{F_r} = 22,4 \quad (68)$$

Vidíme, že obě ložiska mají životnost více než 20000 h a statickou bezpečnost větší než jedna. Ložiska se můžou zdát předimenzována, ale jsou volena z doporučené řady z katalogů.

Konec hřídele:

Při návrhu konců šroubu se řídíme dle katalogu SKF. Tolerance jsou zvoleny dle zvolených ložiskových jednotek.

Konec hřídele pro ložiskovou jednotku FLBRU 6 (viz Obr. 41), parametry vidíme v Tabulka 11.

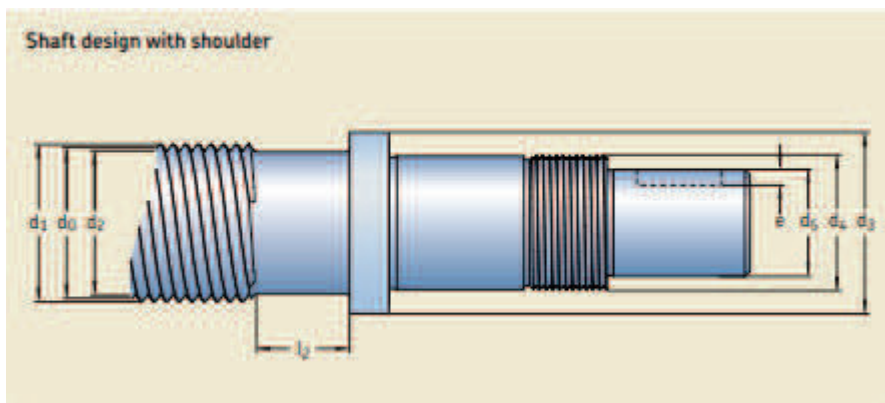


Obr. 41 Opracování konce hřídele pro ložiskovou jednotku FLBRU 6 [24]

d_4	d_5 h7	d_3	B_1 js12	B_2	B_3	B_4 js12	G_4 6g	G_3	c	R_a	R_b	a N9	e +0,1	b_1	b_2
[mm]															
50	40	62	168	65	12	233	M50x1,5	31	1	0,8	0,8	12	5	55	4

Tabulka 11 Hodnoty konce hřídele pro ložiskovou jednotku FLBRU 6 [24]

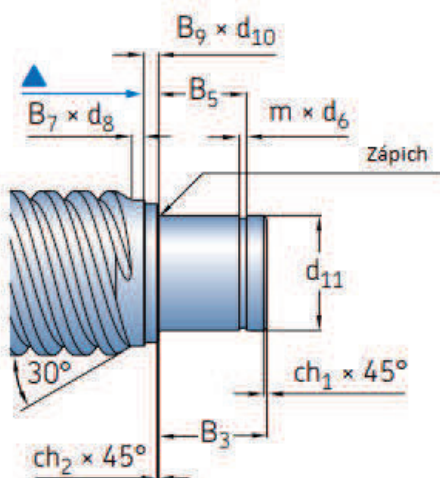
Osazení konce závitu:



Obr. 42 Osazení konce závitu [24]

Délku l_2 určíme z katalogu pro podmínky, které mnou zvolený závit splňuje: $d_3 < 1,85d_1$ a stoupání závitu $P_h > 8 \text{ mm}$ musí být $l_2 > 1,4P_h$. Z toho plyne, že minimální délka osazení závitu musí být $l_2 = 14 \text{ mm}$. [24]

Konec hřídele pro ložiskovou jednotku BUF 50:



Obr. 43 Opracování konce hřídele pro ložiskovou jednotku BUF 50 [25]

d_0	d_{10}	d_{11}	B_3	B_5	B_7	B_9	d_8	ch_1	ch_2	m	d_6
		h6	js12	H11						+0,14 0	h11
[mm]											
50	37	30	22	17,5	9	3	43,3	1	0,5	1,6	28,6

Tabulka 12 Hodnoty konce hřídele pro ložiskovou jednotku BUF 50 [25]

U volně uloženého konce hřídele se neřídíme šířkou osazení závitu určenou délkou B_7 , ale stejně jako u pevného konce hřídele volíme minimální délku osazení $l_2 = 14 \text{ mm}$.

4.3.2 Servomotor

U servomotoru můžeme velmi dobře řídit přesnou polohu natočení výstupní hřídele, moment či rychlost. Proto jsou nejčastěji využívány pro všechny stroje a CNC aplikace. Mají velmi plochou křivku výkonu v závislosti na otáčkách. Pro konkrétní aplikaci jsou zvoleny servomotory Kollmorgen, které nabízí širokou škálu krouticích momentů. [26]

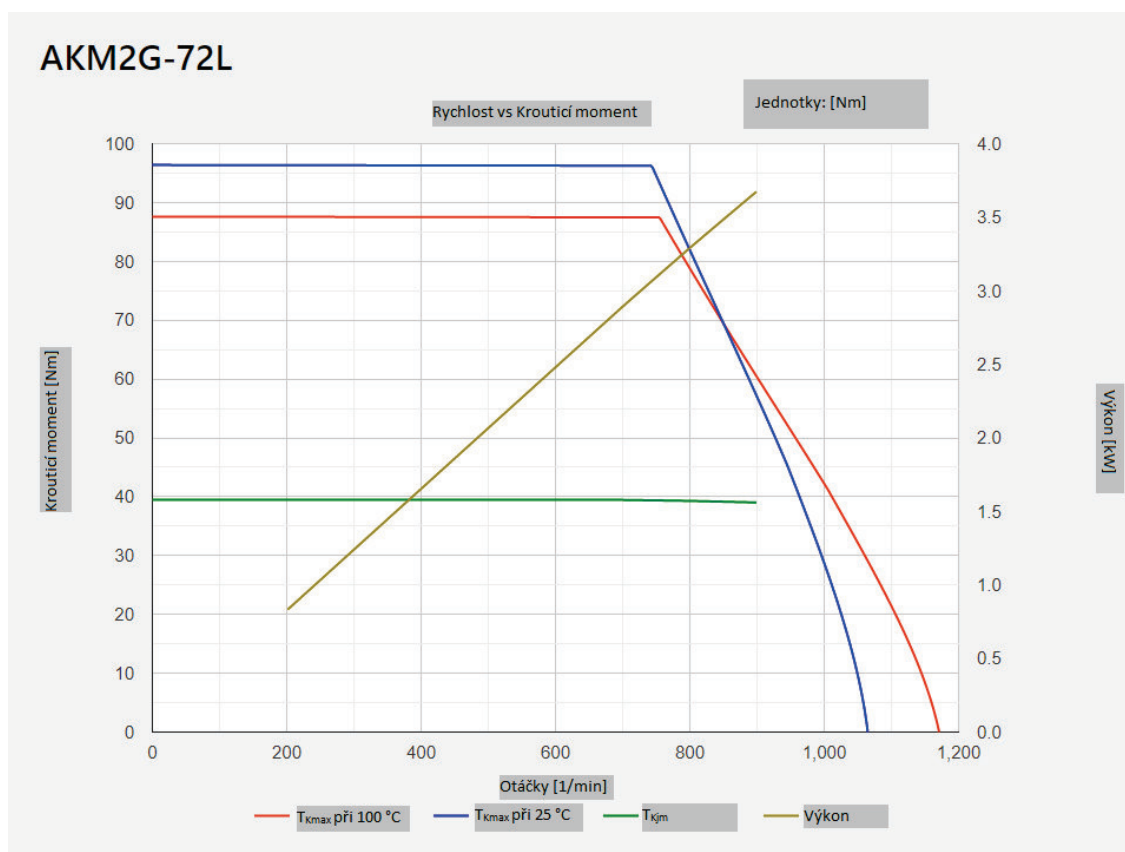
Servomotor volíme pomocí konfigurátoru, který se nachází na webu společnosti Raveo. Do konfigurátoru zadáváme otáčky do 2000 min^{-1} z důvodu nízkých výstupních otáček. Moment hledáme v rozmezí 25–50 Nm, jelikož není vhodné zadávat největší možný moment motoru, z důvodu zachování možnosti zvýšení výkonu. Konfigurátor dal na výběr 12 shod. Důležitým parametrem je i přítomnost dynamické brzdy, protože brzdný moment celé soustavy je

$T_{KB} = 54 \text{ Nm}$. Z těchto důvodů byl zvolen motor AKM2G-72L-ACC2R-00 s parametry uvedenými v Tabulka 13. [27]

Výkon	P [W]	3,64
Napětí	U [V]	240
Jmenovité otáčky	$n_{jm} [min^{-1}]$	900
Maximální otáčky	$n_{max} [min^{-1}]$	6000
Jmenovitý krouticí moment	$T_{Kjm} [Nm]$	38,7
Max. nepřetržitý krouticí moment pro ΔT vinutí = 100 °C	$T_{Kcs} [Nm]$	40,5
Maximální krouticí moment	$T_{Kmax} [Nm]$	89,3
Provozní teplota	T [°C]	5 až 40
Moment setrvačnosti	$J_m [kg*cm^2]$	46,8
Počet párů pólů	PP	4
Brzdňý moment	$T_{Kb} [Nm]$	80
Brzdňý moment setrvačnosti	$J_{mb} [kg*cm^2]$	12,3

Tabulka 13 Parametry servomotoru AKM2G-72L-ACC2R-00 [28]

Pro představu jsou přiloženy i momentové charakteristiky zvoleného motoru. Vykresleny byly pomocí konfiguratoru dostupného u firmy Raveo. [27]



Obr. 44 Momentové charakteristiky servomotoru AKM2G-72L-ACC2R-00 [27]

4.3.3 Převodovka

Nevyhneme se použití převodovky, jelikož požadovaný moment je příliš velký. Zvolen byl převodový stupeň 3, který je minimální při použití planetové převodovky a zároveň dostačující pro zvýšení momentu.

Planetové převodovky patří mezi nejpoužívanější převodovky pro servomotory či krokové motory. Hlavní výhodou jsou malé rozměry, vysoká přesnost a účinnost. Společnost Raveo nabízí planetové převodovky od firmy APEX DYNAMICS [26]

Pro konkrétní aplikaci je použita planetová převodovka pod úhlem, aby motor mohl být umístěn do prostoru rámu. Vyhovující úhlové planetové převodovky jsou řady AFR, AER, ABR a ADR. Nabízí převodový poměr od 3 do 200 výstupní momenty od 9 do 2000 Nm a rozdílné vůle v ozubení. Vzhledem k typu tažení nepotřebují vysokou přesnost, proto si můžeme dovolit větší vůle. Zvolena řada AER [26]

Společnost Raveo nabízí také konfigurátor pro převodovky. Vstupní parametry do konfigurátoru jsou: Značka motoru a typ motoru, v konkrétním případě Kollmorgen AKM2G-72L (240 V). Poté zvolíme typ převodovky, kterou chceme použít, v tomto případě řada AER. [26]

Po zadání parametrů dostáváme převodovku AER155-003 jejíž parametry jsou v Tabulce 14.

Stupeň	-	1
Převod	i	3
Jmenovitý výstupní moment	T_{Kjm} [Nm]	342
Max výstupní moment při nouzovém zastavení	T_{Kmax} [Nm]	1026
Jmenovité otáčky	n_{jm} [min ⁻¹]	3000
Max. otáčky	n_{max} [min ⁻¹]	6000
Vůle	ξ_p [arcmin]	<10
Torzní tuhost	δ_p [Nm/arcmin]	50
Životnost	L_{hp} [h]	20000
Max. radiální zatížení	F_{rp} [N]	8460
Max. axiální zatížení	F_{ap} [N]	4000
Moment setrvačnosti	J_m [kg*cm ²]	23,4
Účinnost	η_p [%]	>95
Provozní teplota	T [°C]	-10 ~ +90
Mazání	-	NYOGEL 792D
Krytí	-	IP65
Výstupní průměr	d_v [mm]	40
Drážka pro pero	-	ANO

Tabulka 14 Parametry použité převodovky AER155-003 [26]

4.3.4 Spojka

Pro spojení konce šroubu a výstupní hřídele z převodovky je nutno použít hřídelové spojky. Hřídelové spojky přenášejí krouticí moment pomocí pera nebo tlakového spoje. Spojku vybíráme

podle průměru konce šroubu $d_5 = 40 \text{ mm}$, výstupního průměru hřídele z převodovky $d_v = 20 \text{ mm}$ a přenášeného krouticího momentu. Maximální krouticí moment, který dokáže motor s příslušným převodem vyvinout je vypočítán v rovnici (70) a jmenovitý krouticí moment v rovnici (70). Hledáme proto spojku, která přeneše tento anebo větší krouticí moment.

$$T_{Kjm3} = T_{Kjm} * i = 116,1 \text{ Nm} \quad (69)$$

$$T_{Kmax3} = T_{Kmax} * i = 267,9 \text{ Nm} \quad (70)$$

Zdrojem výpočtů o pružné spojce je katalog firmy TRASCO. [29]

Teplotní faktor	Kt	+40 [°C]	1,2
Četnost spuštění	Ka	101 ~ 200 [Startů/h]	1,2
Faktor špičkového zatížení	Ku	Lehké špičkové zatížení	1,5
Krouticí moment motoru	T_{Kmax3} [Nm]	-	267,9
Krouticí moment obrátu (brzdňý)	T_{Kb} [Nm]	-	54

Tabulka 15 Vstupní faktory pro výpočet maximálního zatížení spojky [29]

Do výpočtu vstupují ještě faktory uvedené v Tabulka 15, proto je nutno přepočítat maximální moment (71) a vypočítat střídavý moment (72).

$$T_{Kmax_SP} = T_{Kmax3} * Kt * Ka * Ku = 578,664 \text{ Nm} \quad (71)$$

$$T_{KW} = T_{Kb} * Kt = 64,8 \text{ Nm} \quad (72)$$

Spojky jsou vybírány z webu společnosti T.E.A Technik s.r.o., která má široký výběr spojek. Jedná se o spojky spirálové, vlnovkové, spojky OLDHAM, pružné, zubové a také pojistné třecí a magnetické spojky. [30]

Po pročtení nabízených katalogů je zvolena, s ohledem na vstupní parametry uvedené výše, pružná spojka KBE 2–38 - 40H7 – 40H7 vyrobená z hliníku, o tvrdosti pružného elementu 98°Sh. Pružné spojky zajišťují přenos krouticího momentu. Vyrovnávají drobné nesouososti. Vyrovnávají úhlové odchylky mezi spojovanými hřídeli. Parametry zvolené spojky jsou v Tabulka 16. [30]

Tvrdost středu	[°Sh]	96
Velikost	-	38/45
Krouticí moment	T_{KN} [Nm]	325
	T_{Kmax} [Nm]	650
	T_{KW} [Nm]	85
Provozní teplota	T [°C]	-40 ~ 125
Průměr A	D_1 [mm]	40
Průměr B	D_2 [mm]	40

Tabulka 16 Parametry spojky KBE 2–38 - 40H7 – 40H7 [30]

4.3.5 Mechanické vlastnosti hřídele

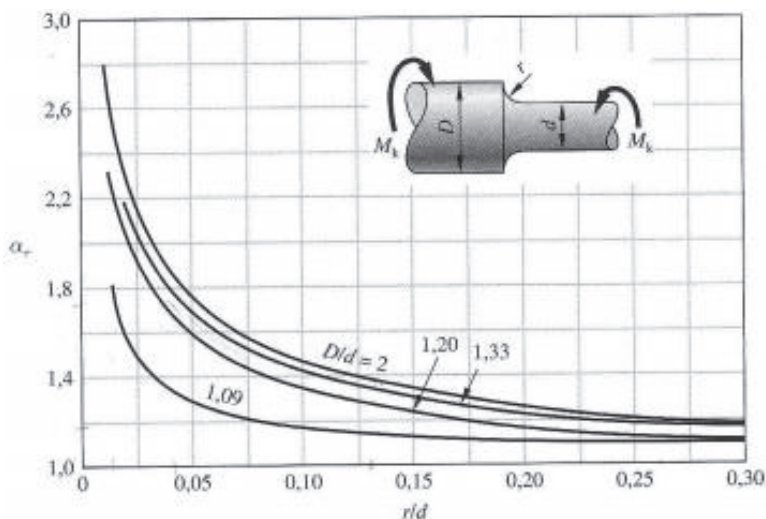
Zde kontrolujeme mechanické vlastnosti pevného konce šroubu. Vzhledem ke zvolené spojce, kdy je moment z převodovky přenášén pomocí těsného pera, ale moment ze spojky na šroub přenášén pomocí tlakového spoje, jsem nucen použít konec hřídele šroubu bez pera těsného.

Hřídel kontrolujeme na krut vznikající od $T_{Kmax3} = 267,3 \text{ Nm}$. Poté na osově a tečné napětí vyvolané tažnou silou $F_s = 39468,7 \text{ N}$. Standartní materiál šroubu je 50CrMo4 nebo 42CrMo4, předpokládáme tento materiál jako zvolený pro konkrétní aplikaci. Potom mez pevnosti je $R_m = 880 \text{ MPa}$ a mez kluzu je $R_e = 650 \text{ MPa}$. [24]

- Kontrola na krut (73) až (78) [31]:

$$\tau = \frac{T_{Kmax3} * 10^3}{W_k} = \frac{T_{Kmax3} * 10^3}{\frac{\pi * d_s^3}{16}} = 21,27 \text{ MPa} \quad (73)$$

Dle Obr. 45 a dle rovnic (74) a (75) se určí součinitel tvaru $\alpha_1 = 1,6$. Vstupní hodnoty dle vlastní hřídele jsou: $r = 2 \text{ mm}$; $D = 50 \text{ mm}$; $d = 40 \text{ mm}$



Obr. 45 Osazený kruhový průřez namáhaný krutem [31]

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{40} = 0,05 \quad (74)$$

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{40} = 1,25 \quad (75)$$

$$\tau_{max} = \tau * \alpha_1 = 34,032 \text{ MPa} \quad (76)$$

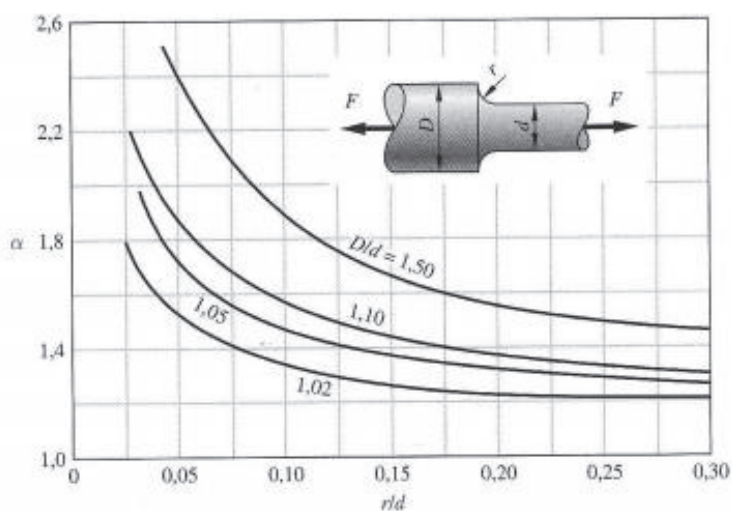
$$\sigma_{t1} = 1,73 * \tau_{max} = 58,875 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$kk_1 = \frac{R_e}{\sigma_{t1}} = 11 \quad (78)$$

- Kontrola na tah a krut (79) až (82) [31]:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi * d_5^2}{4}} = 20,19 \text{ MPa} \quad (79)$$

Dle Obr. 46 a rovnic (74) a (75) se určí součinitel tvaru $\alpha_2 = 2,1$.



Obr. 46 kruhový průřez s osazením namáhaný tahem nebo tlakem [31]

$$\sigma_{max} = \sigma * \alpha_2 = 42,399 \text{ MPa} \quad (80)$$

$$\sigma_{t2} = \sqrt{\sigma_{max}^2 * 3\tau_{max}^2} = 72,61 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$kk_2 = \frac{R_e}{\sigma_{t2}} = 8,95 \quad (82)$$

Může se zdát, že hřídel je vzhledem k mechanickým vlastnostem předimenzovaný, ty ale nejsou primární pro kontrolu. Primární je životnost, statická a dynamická únosnost.

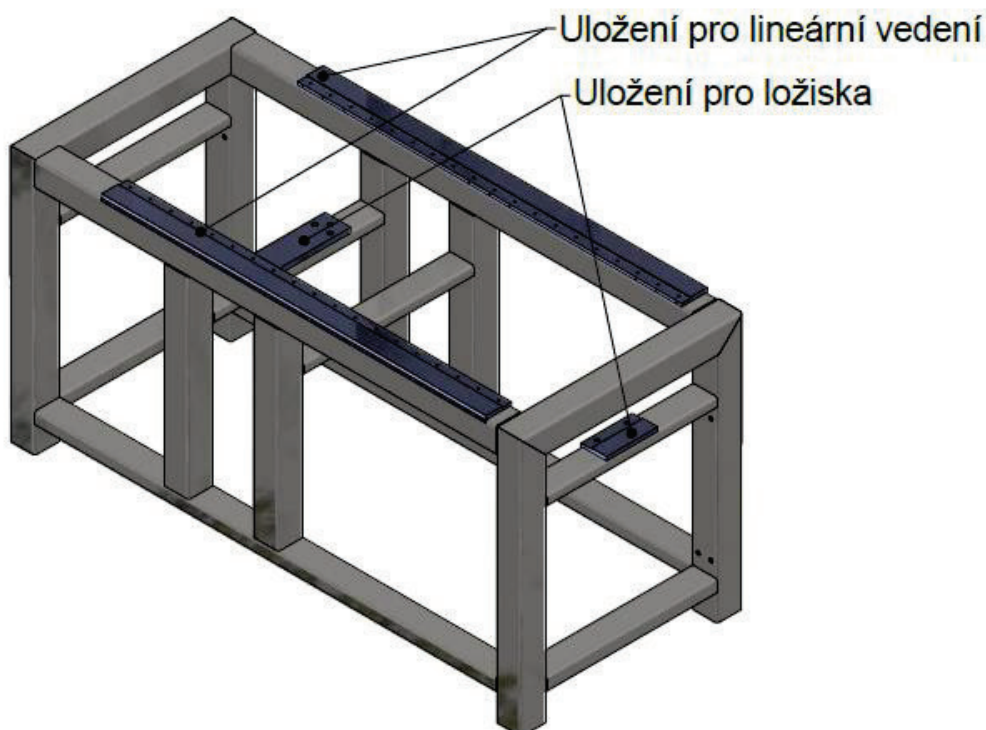
5 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

V kapitole návrhu konstrukčního řešení se pojednává o problémech, které nastaly při řešení jednotlivých konstrukčních uzlů. Použité komponenty jsou napočítané z předchozí kapitoly o analýze komponent.

Celková sestava se skládá ze dvou upínačů umístěných za sebou, z důvodu manipulace a jednoduššího poptávky pro obrábění.

5.1 Rámová konstrukce

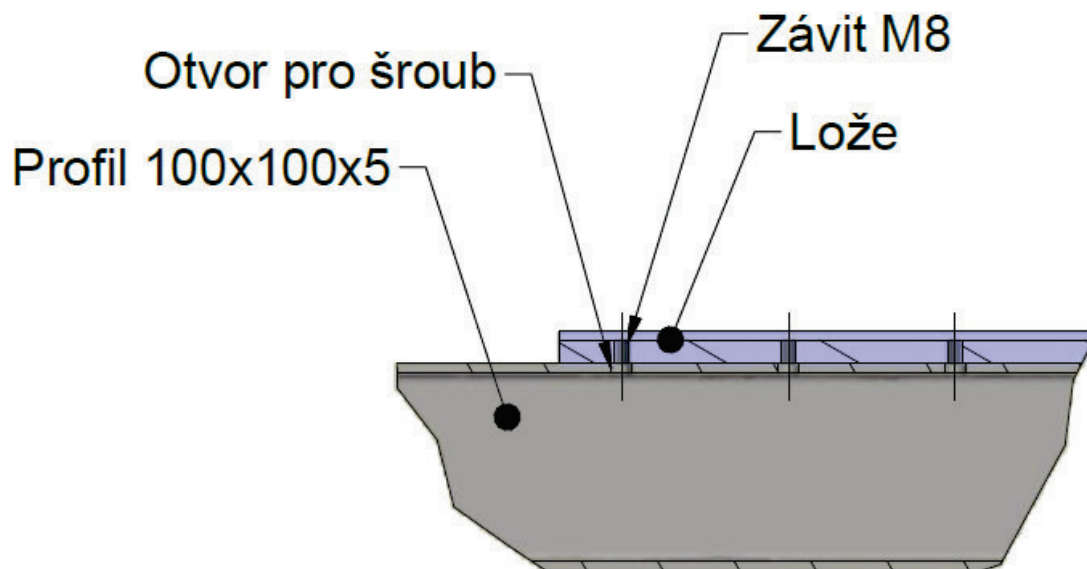
Svařenec rámu je zvolen ze čtvercových uzavřených svařovaných profilů o rozměrech 100x100x5 a 100x50x5 z materiálu S235JRH. Na rámové konstrukci bylo nutno zhotovit plochy pro lineární vedení, které musí být přesně obrobené. Tento uzel je vyřešen navařením ploché desky o rozměru 1500x100x15 z materiálu S235JRG2, na které se obráběním vyrobí přesná plocha. Další obrobená plocha musí být pod ložiskovými domky, pro přesné uložení pohybového šroubu. Jelikož axiální ložisko bude držet veškerou tažnou sílu volíme polotovár desky 400x100x25, tloušťka desky bude poté obrobená na 20 mm. Radiální ložisko bude podloženo stejnou deskou jako lineární vedení, a to o rozměru 200x100x15. Materiál zůstává stejný – S235JRG2. Viz. Obr. 47.



Obr. 47 Svařenec rámové konstrukce (vlastní zpracování)

Do desek navařených k profilům budou vyřezány závit, pro spojení ložisek a kolejnic s rámem. Pod deskami v místě děr budou do profilů vyvrtány díry, aby byl funkční celý závit.

Viz. Obr. 48.

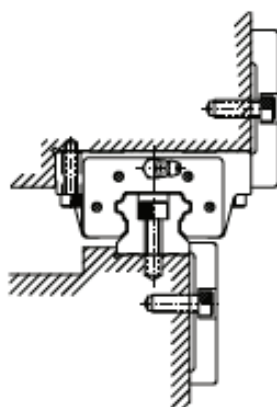


Obr. 48 Zachování funkčnosti celé šíře závitu (vlastní zpracování)

5.2 Montáž lineárního vedení

Dle katalogu společnosti Hiwin je zvolena montáž lineárního vedení pomocí přitlačných desek (Viz. Obr. 49). U kolejnice jsou voleny 3 kratší přitlačné desky, z důvodu jednodušší montáže. V případě vozíků je použita jedna přitlačná deska, protože délka desky není tak velká jako v případě kolejnic. Postup montáže je čerpán z katalogu lineárního vedení společnosti Hiwin [20]

Montáž přitlačnými deskami:

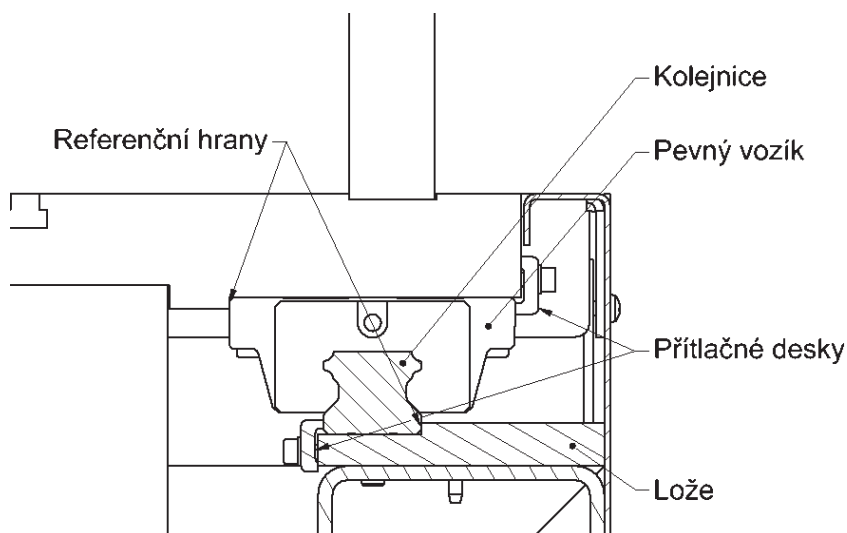


Obr. 49 Montáž přitlačnými deskami [20]

Montáž kolejnic:

Nejprve se montuje kolejnice k rámu. Důležité je zbavit se nečistot, které by mohly zavazet při přitlačování k referenční hraně. Vyzkouší se, jestli sedí šrouby odpovídají rozměru závitů, poté

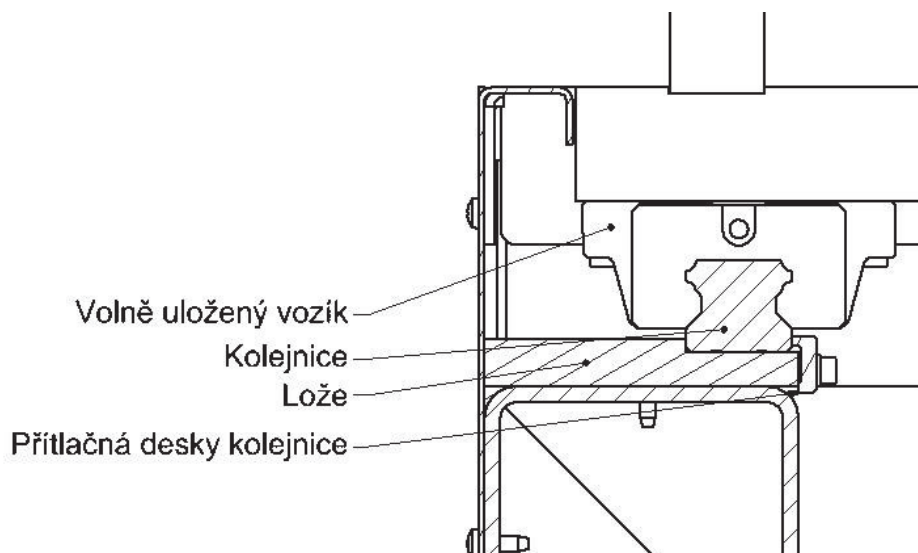
se kolejnice přitlačí k referenční hraně a dotáhnou se šrouby na přitlačné desce. V poslední řadě se dotáhnou montážní šrouby kolejnice ve třech fázích pomocí momentového klíče. Druhá kolejnice se ustavuje stejně jako první.



Obr. 50 Schéma montáže – pevný vozík (vlastní zpracování)

Montáž vozíků:

Opatrně se položí posuvný mechanismus na vozíky, pak se provizorně dotáhnou šrouby vozíků. První vozík se přitlačí na referenční hranu a dotáhne pomocí přitlačné desky (Viz. Obr. 50). Ta je umístěna jen na jedné straně, po dotažení přitlačné desky se dotahují šrouby vozíků. Druhý vozík není přitlačován přitlačnými deskami a neopírá se ani o referenční hranu (Viz. Obr. 51).

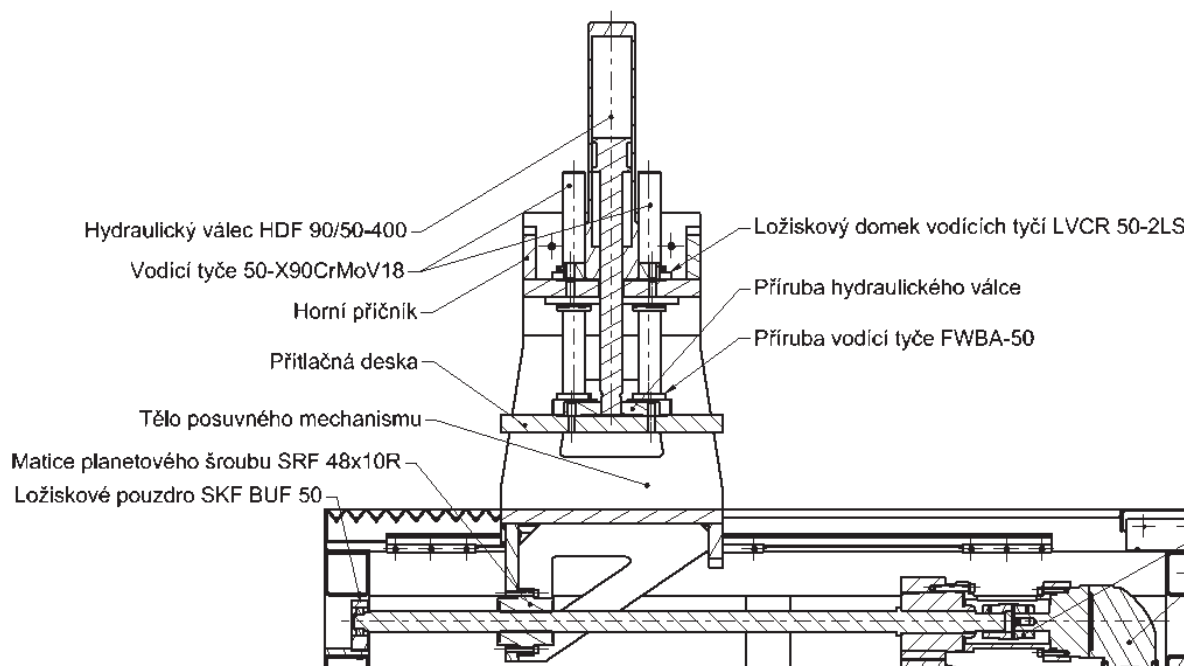


Obr. 51 Schéma montáže – volný vozík (vlastní zpracování)

5.3 Posuvný mechanismus

Posuvný mechanismus upínaná se skládá ze dvou svařenců, tlačné desky, hydraulického válce a vodících tyčí. Prvním svařencem je horní příčník, na kterém je připevněn hydraulický válec a jsou zde uloženy pouzdra pro vodící tyče. Druhým svařencem je tělo posuvného mechanismu,

ke kterému se montují vozíky lineárního vedení, je zde nachystáno i uložení pro planetovou matici. Schéma posuvného mechanismu můžeme vidět na Obr. 52.



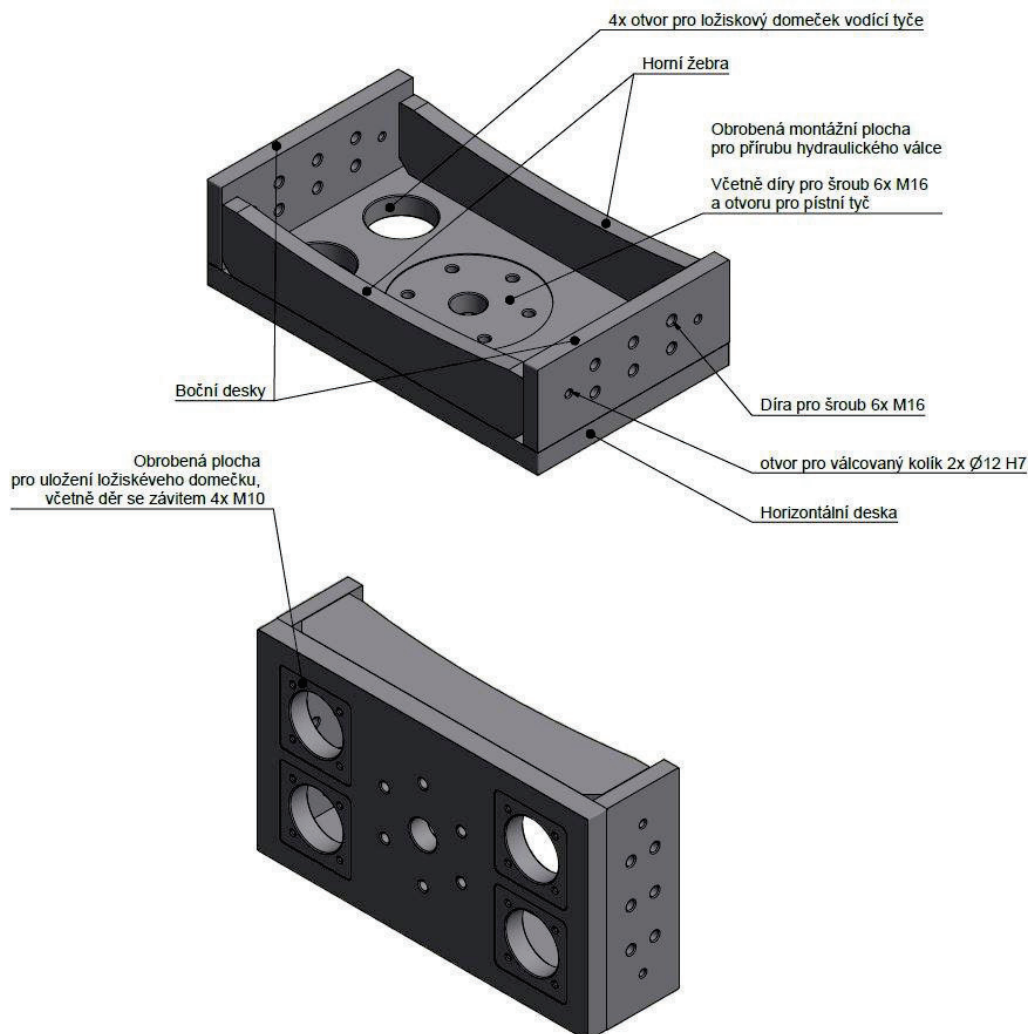
Obr. 52 Posuvný mechanismus (vlastní zpracování)

Pro přesné uložení vodících pouzder i pevných přírub vodících tyčí, hydraulického válce, planetového šroubu i jednotlivých svařenců vůči sobě musí být stykové plochy přesně obrobena pro zarovnání nepřesností.

Použité komponenty u posuvného mechanismu jsou (Viz. Obr. 52): Hydraulický válec HDF 90/50-400, vodící tyče 50-X90CrMoV18 o délce 550 mm, ložiskový domek LVCR 50-2LS, příruba FWBA-50.

5.3.1 Horní příčník

Horní příčník je svařenec, který je zhotoven z horizontální desky o tloušťce 40 mm, právě zde je uložen hydraulický válec pomocí šroubů ISO 4017 M16x110 a ložiskové domečky vodících tyčí uloženy pomocí šroubu ISO 4762 M10. Dále se zde nachází žebra a boční desky, ve kterých jsou umístěny otvory pro šrouby ISO 4017 M16x90 a ustavovací válcované kolíky ISO 2338 12 m6 x60 – St. (Viz. Obr. 53)

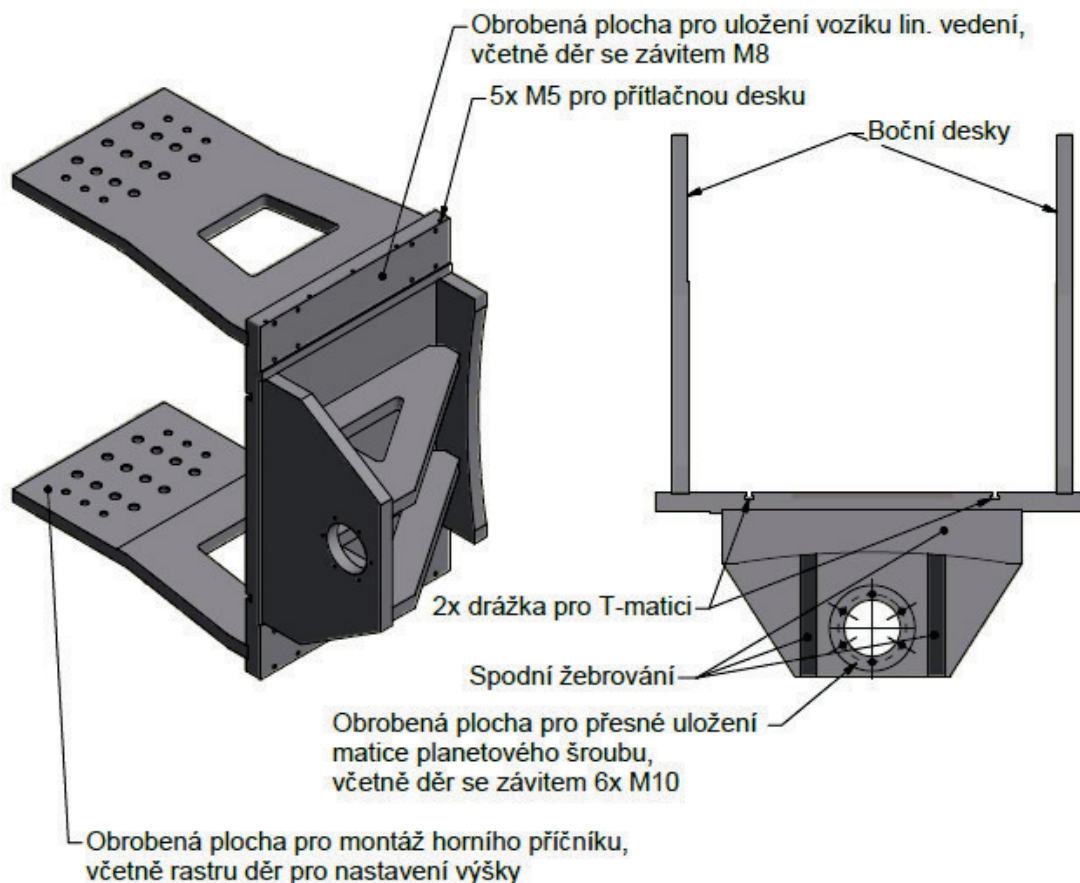


Obr. 53 Schéma horního příčnicku (vlastní zpracování)

5.3.2 Tělo posuvného mechanismu

Tělo posuvného mechanismu spojuje horní příčník, rám a pohybový šroub. Jedná se o svařenec. Je zhotoveno z horizontální desky o tloušťce 40 mm, na které se nachází dvě T – drážky. K horizontální desce jsou přivařeny dvě boční desky o tloušťce 30 mm, ke kterým se připevňuje horní příčník, desky mají obrobené funkční plochy pro přesné ustavení a díry šrouby a válcované kolíky stejně jako u horního příčnicku. Ze spodní strany je k horizontální desce přivařeno žebro matice včetně výztužných žebër, tloušťka všech žebër je 30 mm. Na žebro matice je obrobená plocha pro přesné uložení matice planetového šroubu, včetně šesti děr se závitem pro šroub ISO 4762 M10 x 65. Na spodní ploše horizontální desky se nachází obrobené plochy pro uložení vozíků lineárního vedení včetně děr se závitem pro šroub ISO 4762 M8 x 30. Z boční strany horizontální desky se nachází díry se závitem pro šroub ISO 4762 M5 x 20, které slouží k přichycení přitlačných desek vozíků. Schéma těla posuvného mechanismu vidíme na Obr. 54.

Vybraná matice pro T-drážku je z katalogu s objednávacím číslem K0377.061. Matice je určena pro šroub M6, šířku drážky 10 mm a materiál matice je zušlechťená ocel. [32]



Obr. 54 Schéma těla posuvného mechanismu (vlastní zpracování)

5.3.3 Přítlačná deska

K přítlačné desce je z horní strany připevněna druhá příruba hydraulického válce, jsou zde přichystány díry se závitem pro šroub M16x70. Na horní straně jsou dále připevněny pevné příruby vodících tyčí, pro ně jsou zde nachystány díry se závitem pro šroub ISO 4762 M10x60. Na spodní straně se nachází T – drážky sloužící k upevnění přípravku pro tažení profilu. Tloušťka polotovaru desky je 40 mm. Přítlačnou desku vidíme na Obr. 52.

5.3.4 Uložení vodících tyčí

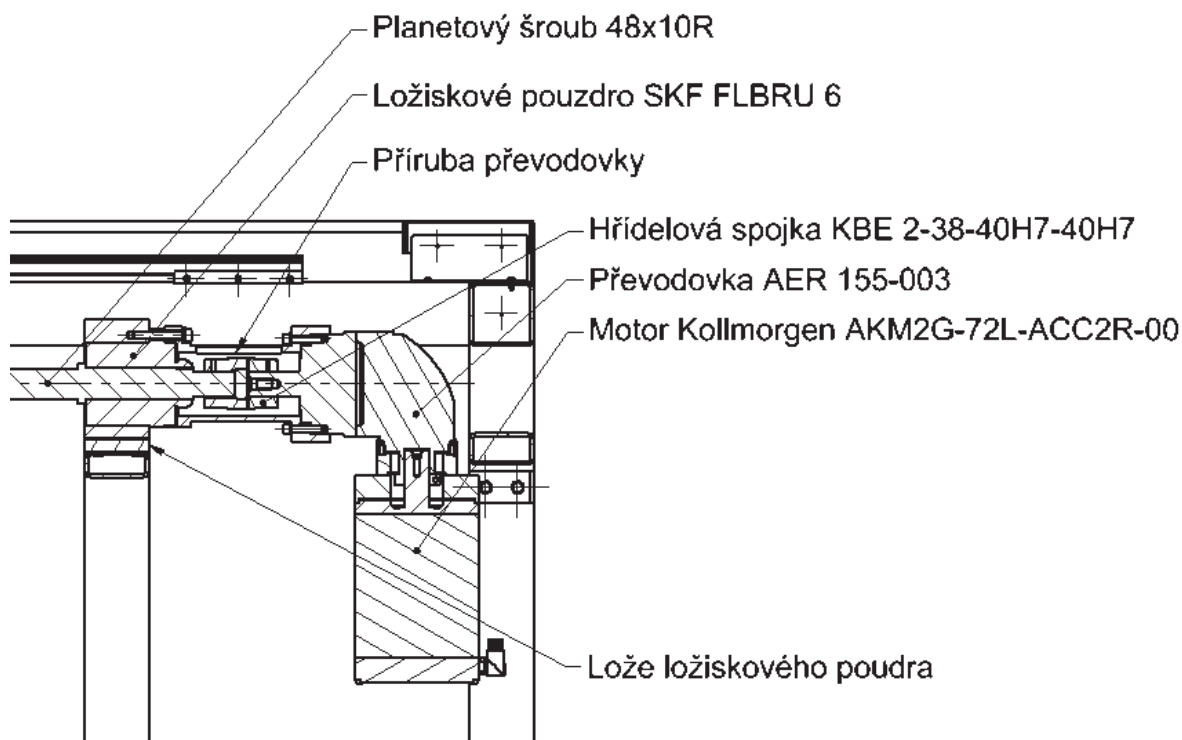
Pro uložení vodících tyčí jsem zvolil ložiskový domek od společnosti SKF typ LVCR 50 - 2LS. Spodní příruba je od společnosti Hiwin typ FWBA – 50. Uložení vodících tyčí vidíme na Obr. 52.

5.3.5 Uložení hydraulického válce

Hydraulický válec je přichycen pomocí přírub. Hodní příruba je montována k hornímu příčnicku pomocí šroubů ISO 4017 M16x110 a je navařena na válcí. Spodní příruba je obrobený díl, k válcí je přichycena pomocí závitu M45x1,5 a k tlačné desce je montována pomocí šroubů ISO 4017 M16x70. Uložení hydraulického válce vidíme na Obr. 52.

5.4 Pohon

Pro pohon mechanismu byly použity tyto komponenty (Viz Obr. 55): Planetový šroub od společnosti SKF 48x10R, ložiskové pouzdro FLBRU6 od společnosti SKF, hřídelové spojka KBE 2-38-40H7-40H7 od společnosti T.E.A. Technik, převodovka AER 155-003 od společnosti APEX DYNAMICS, servomotor AKM2G-72L-ACC2R-00 od společnosti Kollmorgen. Dále na Obr. 52 můžeme vidět ložiskové pouzdro BUF 50 od společnosti SKF a matici planetového šroubu SRF 48x10R taktéž od společnosti SKF.

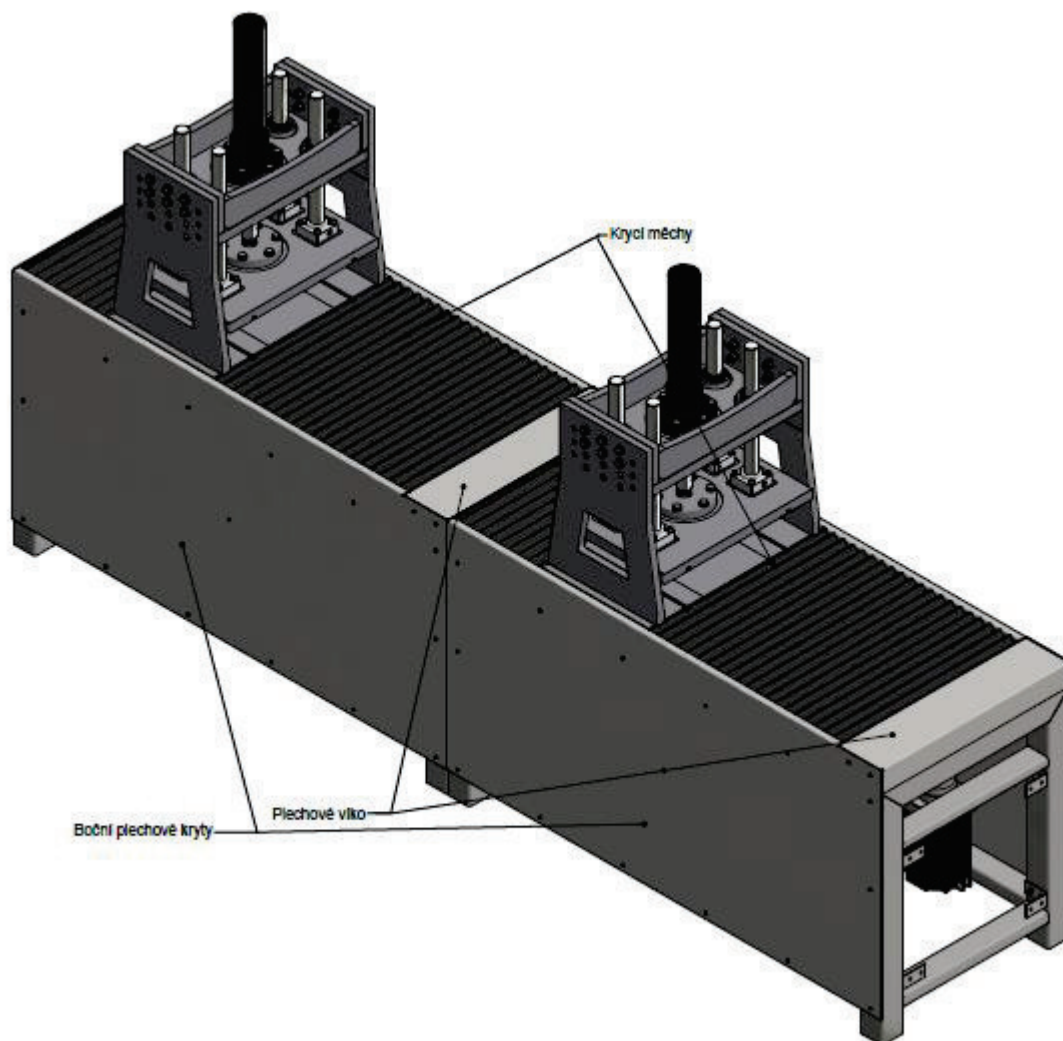


Obr. 55 Schéma pohybového ústrojí (vlastní zpracování)

Na Obr. 55 vidíme schéma pohybového ústrojí. Vidíme že ložiskové pouzdro FLBRU 6 je uchyceno pomocí šroubů ISO 4017 M16x60 k loži ložiskového pouzdra. K pouzdru FLBRU je montována pomocí pěti šroubů ISO 4762 M12x80 příruba převodovky, ke které je připevněna sestava převodovky s motorem, a to pomocí čtyř šroubů ISO 4762 M10x50.

5.5 Krytování

Krytování boků je vyřešeno pomocí plechů tloušťky 2 mm, které jsou k rámu upevněny pomocí samořezných šroubů TEX. Shora je pohybový mechanismus krytý pomocí měchů od společnosti Hestego. Zadní část jednotlivých mechanismů je zakryta pomocí plechového víka, ke kterému jsou přichyceny krycí mechy (Viz Obr. 56). Z obrázku si můžeme všimnout, že nejsou nezakryty čelní hrany, to právě z důvodu, že tažný mechanismus je pouze část linky. Proto ve přední části bude připojena ke zbytku linky a v zadní části bude připojena pila, které profil krátí na transportní délku.



Obr. 56 Krytování (vlastní zpracování)

Konkrétní krycí měchy: FASTAF (Viz. Obr. 57). Dle rozměrů: šířka 808 mm, výška 80 mm a šířka lamel 35 mm. [33]



Obr. 57 Krycí měch HESTEGO: FASTAF [33]

Přichycení měchů z důvodu dostupnosti řeším z venku dle katalogu společnosti Hestogo (Viz Obr. 58)

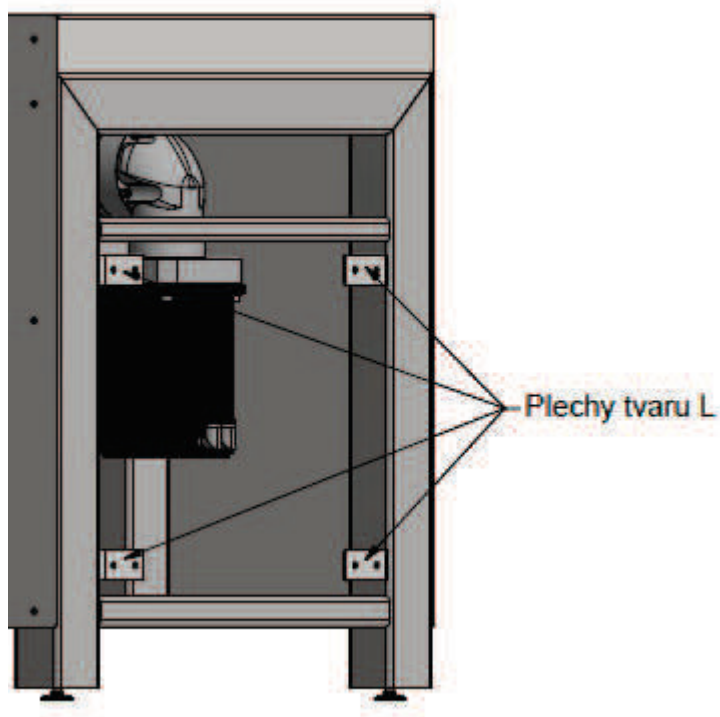
Upevnění koncové příruby zvenku



Obr. 58 Upevnění koncové příruby zvenku [33]

5.5.1 Připojení dalších částí mechanismu

Z důvodu velkých rozměrů je pro jednodušší manipulaci rozdělen mechanismus na dvě stejné části sériově řazené za sebou, které jsou spojeny pomocí jednoduchých plechů tvaru L, které jsou k rámu přichyceny pomocí nýtovacích matic M10 a šroubů ISO 4017 M10x25. Jednotlivé části spojují pomocí osmi šroubů ISO 4017 M10x25. Řešení vidíme na Obr. 59.



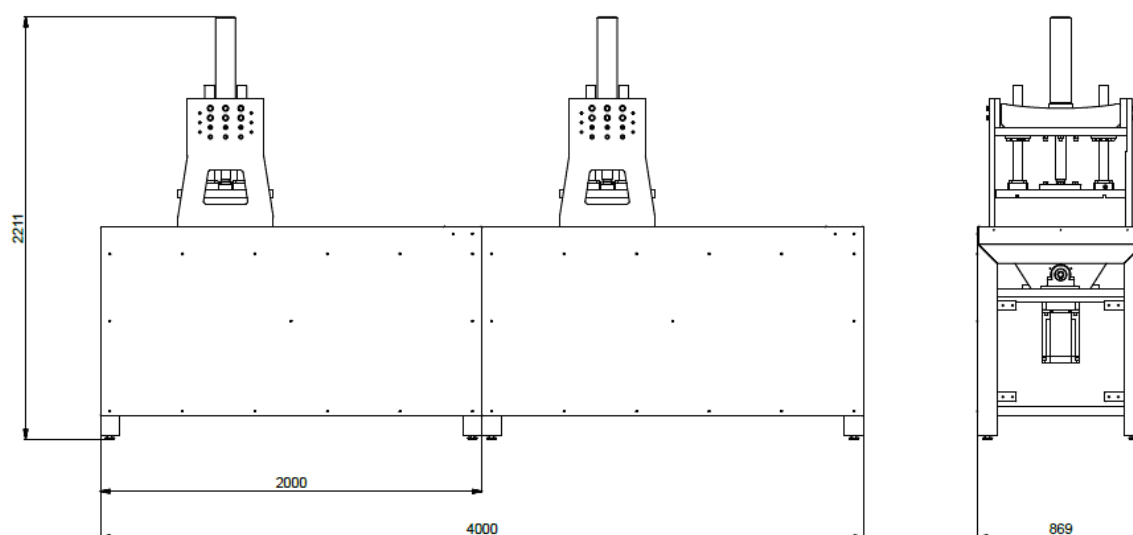
Obr. 59 Připojení další části linky (vlastní zpracování)

5.6 Celkové parametry mechanismu

Pro přehlednost jsou parametry uvedeny v Tabulka 17 a schéma včetně délkových rozměrů vidíme na Obr. 60.

Výška	[mm]	2211
Šířka	[mm]	869
Délka	[mm]	4000
Tažná síla	[N]	39240
Tlačná síla	[N]	94176
Max. tažený profil	[mm]	300 x 100
Hmotnost	[kg]	2164

Tabulka 17 Tabulka parametrů mechanismu (vlastní zpracování)



Obr. 60 Rozměry tažného mechanismu (vlastní zpracování)

6 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

K splnění cílů bylo nutné vytvořit vlastní konstrukční návrh tažného mechanismu pultruzní linky. Zde se řeší několik konstrukčních uzlů.

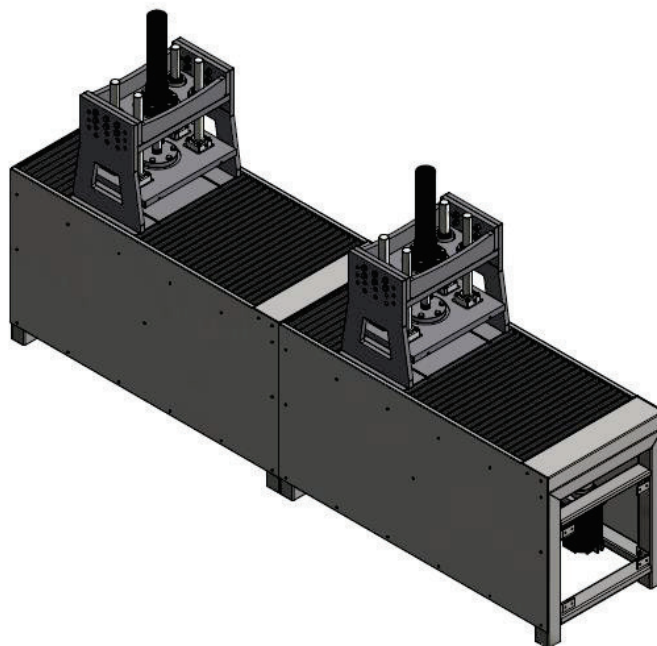
Počínaje problematikou výpočtu tlačné síly, která vychází ze silové rovnováhy. Nutné bylo zjistit součinitel tření mezi profilem a upínacími deskami. Jelikož žádná z firem jej neuvádí a pravděpodobně je volen experimentálně, v práci je taktéž vypočten z parametrů ostatních firem. Dalším problémem bylo vyvolání tlačné síly, jelikož dosahuje vysokých hodnot, proto volba pneumatických válců není vhodná a jsou zvoleny válce hydraulické, ke kterým je nutno uvést parametry čerpadla jako jsou tlak a průtok.

Volba lineární techniky padla na kuličková pouzdra a vodící tyče, a lineární vedení. Kuličková pouzdra s vodícími tyčemi jsou použita pro vedení tlačné desky. Lineární vedení je zvoleno pro vedení celého mechanismu upínače.

Při řešení pohonu je volen pohybový šroub, vzhledem k vysokému zatížení by kuličkový šroub vyhověl pouze při maximálních rozměrech, proto volba padla na planetový šroub, který má řádově větší únosnosti.

Dle vypočtených parametrů potřebných pro rozběhnutí mechanismu je zvolen servomotor, vzhledem k velkému krouticímu momentu a nízkým rychlostem tažení při pultruzi je nutno použít i převodovku. Pro servomotory se volí planetové převodovky, které se montují přímo k motoru. Pro přenesení krouticího momentu z převodovky na šroub je nutno využít hřídelové spojky.

Vlastní mechanismus je zakrytován pomocí plechů a ochrana pohybových částí je zajištěna pomocí krycích měchů.



Obr. 61 Vlastní řešení pultruzní linky

7 ZÁVĚR

V první části pojednává práce o kompozitních materiálech a technologii zpracování kompozitních materiálů obecně.

Hlavním kritériem pro volbu technologie zpracování kompozitních materiálů je účel a požadované vlastnosti výrobku. Ty se liší od druhu použité tkaniny a vláken i od druhu pojiva. Mechanické vlastnosti materiálů zlepšujeme zejména koncentrací vláken v materiálu. Teoretická část je zaměřená na pultruzi, při které dosahujeme největšího podílu vláken ze všech známých technologií zpracování kompozitních materiálů. Pultruze, anglicky „pultrusion“ vznikla ze dvou slov, táhnou „pull“ a vytvrdit „extrusion“, proto pultruzí můžeme rozumět tažení materiálu s konstantním průřezem skrze teplem vytvrzovací formu.

Další částí práce byla řešerše používaných mechanismů pro tažení. Práce popisuje světové výrobce a zejména jejich způsoby tažení. Většinou se jedná o mechanismy střídavých upínačů, některé firmy vyvinuly vylepšení a mohou táhnout i několik profilů jedním upínačem. Menší zastoupení mají mechanismy pásové, které firmy dodávají pouze na požadavek zákazníka.

Hlavní částí práce byla analýza použitých komponent, během analýzy je proveden i výpočet zvolené komponenty. Jedná se o lineární techniku, tlačné válce a pohon celého mechanismu. Součástí práce je i vlastní zpracování konstrukčního návrhu, kde se pojednává o tvorbě rámové konstrukce, montáži lineárního vedení a upínacích prvků. Je zde zahrnuta i konstrukce upínacího a uložení jednotlivých komponent jako jsou vodící tyče a hydraulický válec. Na závěr konstrukční části pojednávají kapitoly o krytování a připojení dalšího části linky a jsou zde uvedeny celkové parametry mechanismu.

Výsledkem práce je konstrukční návrh tažného mechanismu pultruzní linky podle zvolených vstupních parametrů. K práci je přiložen 3D model tažného mechanismu a ukázky výkresové dokumentace.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] What Are Composites. *CompositesLab: All You Need To Know About Composites* [online]. 2019 [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <http://compositeslab.com/composites-101/what-are-composites/>
- [2] TECHNOLOGIE VÝROBY. *PREFA KOMPOZITY,a.s.: Výroba a montáž kompozitních konstrukcí* [online]. 2018 [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <https://www.prefa-kompozity.cz/technologie-vyroby/pultruze-tazeni/>
- [3] Technologie. *Spolek pro technickou podporu a propagaci polymerních kompozitů* [online]. Praha: Spolek pro technickou podporu a propagaci polymerních kompozitů, 2019 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <http://polymer-composites.cz/category/technologie/>
- [4] *SMC Mould* [online]. China: Taizhou Huangyan zhilian Mould Co.,Ltd, © 2009-2013 [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <http://www.smcmoulds.com/smc-mould.html>
- [5] LEHKÉ RTM. *PLASTIC: Carbon Composite Technology* [online]. Vlčkovice v Podkrkonoší: Miroslav Popov - PLASTIC, 2017 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: http://www.plastic.cz/technologie-lehke_rtm
- [6] VÝROBA DÍLŮ Z KOMPOZITNÍCH MATERIÁLŮ: AUTOKLÁVOVÁ TECHNOLOGIE. *Latecoere Czech Republic s.r.o.* [online]. Praha: LATECOERE Czech Republic s.r.o., 2014 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.latecoere.cz/vyrobni-technologie/vyroba-dilu-z-kompozitnich-materialu/>
- [7] AUTOKLÁV. *PLASTIC: Carbon Composite Technology* [online]. Vlčkovice v Podkrkonoší: Miroslav Popov - PLASTIC, 2017 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.plastic.cz/technologie-autoklav-cz>
- [8] Pultrusion. *Fiberline Composites* [online]. Dánsko: Pultrusion Fiberline Composites, 2019 [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <https://fiberline.com/pultrusion>
- [9] AUSPERGER, Aleš. *Technologie zpracování plastů* [online]. 16. Liberec: www.publi.cz, 2015 [cit. 2019-04-08]. ISBN 978-80-88058-77-9. Dostupné z: <https://etul.publi.cz/?book=183-technologie-zpracovani-plastu>
- [10] The Pultrusion Process. *Pultruded Structural Fiberglass: FRP Grating* [online]. Bedford, USA: Bedford Reinforced Plastics, 2018 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://bedfordreinforced.com/the-pultrusion-process/>
- [11] *MPI: The pultrusion machine specialist* [online]. Halton City, Texas: Machine Products Inc, 2013-2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://pultrusiononline.com/>
- [12] Pultrusion Machines: Profile Clamping. *Pultrex: Specialists in Pultrusion Machines & Pultruded Profiles* [online]. Essex: Pultrex, 2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://pultrex.com/pultrusion/>
- [13] *Ashirvad Industries: PULTRUSION MACHINES* [online]. Gujarat, Indie: Ashirvad Industries, 2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://ashirvadind.com/>

- [14] Pulstar: Pultrusion Machinery, Equipment. *Pultruded Fiberglass: Fiber Reinforced Polymer FRP* [online]. Bristol, Anglie: STRONGWELL, 2016 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.strongwell.com/wp-content/uploads/2013/04/PULSTAR-Brochure.pdf>
- [15] GUPTA, Deepak, John L KARDOS a Babu JOSEPH. *Analysis of pull-force in injected pultrusion*. 2006, **38**, 39 s.
- [16] Pneumatické válce dvojčinné. *Stránský a Petržík* [online]. Bílá Třemešná: Stránský a Petržík, Pneumatické válce spol. s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.stranskyapetrzik.cz/pneu/pneumaticke-valce/dvojcinne-valce-menu/dvojcinne-valce-vdma-24562/dvojcinne-valce-vdma-24562-technicke-parametry/>
- [17] Rychlost hydraulického válce. *Kardanka.cz: Nakupujte hydraulické díly s jistotou* [online]. Dvůr Králové nad Labem: CS Technika s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/rady-a-tipy/hydraulika/rady-k-hydraulice/rychlost-hydraulického-valce/>
- [18] Hydraulický válec: HDF 90/50-300. *Landefeld: Pneumatika - Hydraulika - Průmyslové potřeby* [online]. Kassel: Landefeld Druckluft und Hydraulik GmbH, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.landefeld.com/artikel/cs/hydraulicky-valec-9050-zdvih-300-hlavice-kloubupriruba/HDF%2090/50-300>
- [19] Hydraulické čerpadlo ozubený: NSZ10 L HYDROSILA. *Hydraulické díly - hydrolider.cz* [online]. Český Těšín: Olzalogistic - Hydrolinder.eu s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: https://www.hydrolider.cz/cs_CZ/p/Hydraulicke-čerpadlo-ozubený-NSZ10-L-HYDROSILA/12422
- [20] *HIWIN: Motion Control & Systems* [online]. Brno: HIWIN s.r.o., 2017 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/>
- [21] SKF: Linear bearing and units. *SKF Motion Technologies* [online]. Göteborg: SKF Group, 2014 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.skfmotiontechnologies.com/sites/default/files/Linear_Bearings_units_catalogue.pdf
- [22] EN1.4112 (X90CrMoV18) Stainless Steel: Mechanical Properties. *MakeItFrom.com: Material Properties Database* [online]. Kanada: Iron Boar Labs, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/EN-1.4112-X90CrMoV18-Stainless-Steel>
- [23] Katalogy ke stažení: Vodicí tyče a kuličková pouzdra. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. Popůvky u Brna: T.E.A. TECHNIK s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/katalogy/>
- [24] SKF: Roller screws. *SKF Motion Technologies* [online]. Göteborg: SKF Group, 2014 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: https://www.skfmotiontechnologies.com/sites/default/files/Roller_Screws_catalogue.pdf
- [25] SKF: Precision rolled ball screws. *SKF Motion Technologies* [online]. Göteborg: SKF Group, 2014 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.skfmotiontechnologies.com/sites/default/files/Precision_ball_screws_catalogue.pdf
- [26] *RAVEO s.r.o.: WORLD OF MOTION* [online]. Otrokovice: RAVEO s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/>

- [27] AKM2G AC SERVOMOTORY. *RAVEO s.r.o.: WORLD OF MOTION* [online]. Otrokovice: RAVEO s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/AKM2G-servomotory>
- [28] AKM2G Servo Motor: Selection Guide. *Kollmorgen: Motion Control Solutions* [online]. Ratingen: Kollmorgen, 2011-2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.kollmorgen.com/onlinebooks/akm2g/mobile/index.html>
- [29] *TRASCO FLEXIBLE COUPLINGS* [online]. b.r. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/spojky/sit-trasco.pdf>
- [30] PRUŽNÉ SPOJKY SE STŘEDÍCÍM DŮLKEM. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: lineární vedení a pohony* [online]. Popůvky u Brna: T.E.A. TECHNIK s.r.o., 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>
- [31] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 3. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] K0377: Matice do T-drážky rozšířená norma DIN 508. *KIPP: Normované díly, obslužné díly, upínací systémy* [online]. Brno: HEINRICH KIPP WERK KG, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.kipp.cz/cz/cs/Produkty/Ovl%C3%A1dac%C3%AD-prvky-normovan%C3%A9-d%C3%ADly/%C4%8C%C3%A1sti-stroj%C5%AF-%C4%8D%C3%A1sti-p%C5%99%C3%ADpravk%C5%AF/K0377-Matice-do-T-dr%C3%A1%C5%BEky.html>
- [33] Krycí měchy. *HESTEGO: PROTECTION SYSTEMS* [online]. Vyškov: HESTEGO a.s, 2019 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.hestego.cz/kryci-mechy-1>

9 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

9.1 Seznam zkratk

FRP	Polymer vyztužený vlákny
SMC	Lisování za tepla a tlaku
RTM	Reakční vstřikování
LRTM	Lehké reakční vstřikování

9.2 Seznam symbolů

A_1	Povrch zkosení	[mm ²]
A_2	Plocha kde pryskyřice nezačala tuhnout	[mm ²]
C_0	Statická únosnost	[N]
C_{dyn}	Dynamická únosnost	[N]
$C_{dyn_{pož}}$	Požadovaná dynamická únosnost	[N]
D	Větší průměr	[mm]
D_1	Průměr A	[mm]
D_2	Průměr B	[mm]
D_{hv1}	Potřebný průměr při použití jednoho válce	[mm]
D_{hv2}	Potřebný průměr při použití dvou válců	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$E_{1/2}$	Bezpečná vzdálenost otvoru	[mm]
$E_{1/2max}$	Maximální bezpečná vzdálenost otvoru	[mm]
$E_{1/2min}$	Minimální bezpečná vzdálenost otvoru	[mm]
F	Tažná síla	[kgf], [N], [t]
F_{ξ}	Celková síla tažení	[N]
F_{ap}	Max. axiální zatížení	[N]
F_c	Kritická síla vzpěrné stability šroubu	[N]
$F_{compact}$	Síla odporu vlivem průřezu	[N]
F_i	Složka síly tažení	[N]
F_k	Kritická síla (vzpěr)	[N]
$F_{mš}$	Ekvivalentní síla tažení	[N]
F_{puller}	Tažná síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]

F_{rp}	Max. radiální zatížení	[N]
F_t	Třecí síla	[N]
F_{tl}	Tlačná síla	[kgf], [N], [t]
F_{tl20}	Ekvivalentní tlačná síla	[N]
F_{tr}	Třecí síla lineárního vedení	[N]
$F_{viscous}$	Síla viskózního tření	[N]
F_w	Průměr kuličkového pouzdra	[mm]
HB	tvrdost	[HB]
I_t	Moment setrvačnosti tyče	[mm ⁴]
J_m	Moment setrvačnosti	[kg*cm ²]
J_{mb}	Brzdny moment setrvačnosti	[kg*cm ²]
J_{z90}	Kvadratický moment průřezu tyče u válce o průměru 90	[mm ⁴]
K_a	Četnost spuštění	[startů/h]
K_t	Teplotní faktor	[°C]
K_u	Špičkové zatížení	[-]
L	Délková životnost	[km]
L_h	Jmenovitá životnost	[h]
L_{h_BUF50}	Životnost pouzdra BUF50	[h]
L_{h_FLBRU6}	Životnost pouzdra FLBRU6	[h]
$L_{hš}$	Životnost šroubu v hodinách	[h]
L_{hP}	Životnost převodovky	[h]
L_{heat}	Délka, na které působí tepelný tok	[mm]
L_{fiber}	Délka náběhu formy	[mm]
L_k	Délka kolejnice	[mm]
L_{taper}	Délka zúžení	[mm]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
N	Normálová síly	[N]
P	Zatížení působící na lineární techniku	[N]
P_h	Rozteč	[mm]
P_c	Nominální výkon čerpadla	[l/min]
P_{inj}	Tlak vstřiku	[MPa]
P_k	Rozteč otvorů	[mm]
P_{kp}	Zatížení kuličkových pouzder	[N]
P_{lv}	Zatížení jednoho vozíku silou	[N]
P_{lv_m}	Ekvivalentní zatížení jednoho vozíku	[N]
P_{lv_set}	Zatížení jednoho vozíku setrvačností hmoty	[N]

P_m	Výkon motoru	[W]
PP	Počet párů pólů	[-]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
S	Plocha tlačného pístu válce	[mm ²]
S_0	Bezpečnost statické únosnosti	[-]
S_{0_BUF50}	Bezpečnost vzhledem k statické únosnosti pouzdra BUF 50	[-]
S_{0_FLBRU6}	Bezpečnost vzhledem k statické únosnosti pouzdra FLBRU6	[-]
S_t	Síla třecího odporu	[N]
T	Provozní teplota	[°C]
T_{KW}	Střídavý moment spojky	[Nm]
T_{Kb}	Brzdny moment	[Nm]
T_{Kcs}	Max nepřetržitý krouticí moment	[Nm]
T_{Kjm}	Jmenovitý krouticí moment	[Nm]
T_{Kjm3}	Jmenovitý krouticí moment na třetím stupni	[Nm]
T_{Kmax}	Maximální krouticí moment	[Nm]
T_{Kmax_SP}	Maximální požadovaný krouticí moment spojky	[Nm]
T_{Kmax3}	Maximální krouticí moment na třetím stupni	[Nm]
T_{inj}	Síla vstřiku	[N]
T_k	Potřebný krouticí moment	[Nm]
U	Napětí	[V]
V	Objem válce	[l]
W	Hmotnost mechanismu	[kg]
W_k	Modul průřezu v krutu	[mm ⁻³]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[m ³]
d	Menší průměr	[mm]
d_0	Jmenovitý průměr šroubu	[mm]
d_1	Průměr šroubu přes vrcholy	[mm]
d_2	Průměr dřívku šroubu	[mm]
d_3	Průměr osazení hřídele	[mm]
d_5	Průměr hřídele	[mm]
d_v	Výstupní průměr	[mm]
f_{1A}	Koeficient uložení při otáčkách, kritické místo A	[-]
f_{1B}	Koeficient uložení při otáčkách, kritické místo B	[-]
f_3	Koeficient uložení při vzpěru	[-]

f_{SL}	Koeficient statické únosnosti	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	Zdvih válce	[mm]
$h \times w$	Průřez taženého profilu	[mm ²]
i	Převod	[-]
i_t	Počet tyčí	[-]
k	Bezpečnost	[-]
kk_1	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti 1	[-]
kk_2	Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti 2	[-]
kk_o	Bezpečnost v ohybu	[-]
k_{lv}	Tuhost lineárního vedení	[N/ μ m]
l_2	Délka odsazení závitu	[mm]
l_{crA}	Kritická délka při otáčkách v místě A	[mm]
l_{crB}	Kritická délka při otáčkách v místě B	[mm]
l_{fc}	Vzpěrná délka	[mm]
l_i	Vzdálenost šroubu	[mm]
n	otáčky	[min ⁻¹]
n_{s_TAM}	Otáčky šroubu při zatížení	[min ⁻¹]
n_{s_ZPET}	Otáčky šroubu při zpětném chodu	[min ⁻¹]
n_{jm}	Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]
$n_{mš}$	Střední otáčky šroubu	[min ⁻¹]
n_{max}	Maximální otáčky	[min ⁻¹]
p	Nominální tlak čerpadla	[MPa]
$p(x, y, g(x, y))$	Tlak pryskyřice	[MPa]
r	Poloměr zaoblení	[mm]
t	Čas naplnění válce	[s]
t_s	Celkový čas jednoho cyklu	[s]
t_{CEK}	Čas čekání	[s]
t_{TAM}	Čas při zatížení	[s]
t_{ZPET}	Čas při zpětném chodu	[s]
v	Rychlost tažení	[m/min]
v_{hv}	Rychlost vysunutí do plného zdvihu	[m/s]
v_{hvmax}	Maximální dovolená rychlost vysunutí válce	[m/s]
v_f	Výpočtová rychlost tažení	[m/min]
v_{max}	Maximální rychlost tažení	[m/min]
v_{zp_max}	Maximální rychlost zpětného chodu	[m/min]

$\vec{\Sigma F}_x$	Silová rovnováha v ose x	[-]
α	Úhel stoupání	[°]
α_1	Součinitel tvaru 1	[-]
α_2	Součinitel tvaru 2	[-]
δ_{lv}	Deformace v závislosti na tuhosti	[μm]
δ_p	Torzní tuhost	[Nm/arcmin]
δ_{tmax}	Průhyb tyče	[mm]
η	Teoretická přímá účinnost	[-]
η'	Nepřímá teoretická účinnost	[-]
η_P	Praktická přímá účinnost	[-]
η_p	Účinnost	[%]
θ	Úhel zkosení formy	[°]
λ	Tloušťka vrstvy pryskyřice	[mm]
μ	Koeficient tření	[-]
$\mu(\alpha, T)$	Viskozita pryskyřice	[Pa*s]
μ_{prac}	Praktický koeficient tření	[-]
μ_{ref}	Referenční koeficient tření	[-]
μ_s	Koeficient statického tření	[-]
ξ_p	Vůle	[arcmin]
σ	Napětí v tahu	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
σ_{max}	Maximální napětí v tahu	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{t1}	Napětí v tahu	[MPa]
σ_{t2}	Ekvivalentní napětí v tahu	[MPa]
τ_{max}	Maximální napětí v krutu	[MPa]

9.3 Seznam tabulek

Tabulka 1 Seznam použitelných pneumatických válců.....	27
Tabulka 2 Parametry hydraulického válce HDF 90/50-400 [18]	28
Tabulka 3 Parametry kuličkového pouzdra LVCR 50 - 2LS [21].....	31
Tabulka 4 Materiálové vlastnosti tyče [22]	31
Tabulka 5 Parametry vozíku QHW35HC [20]	35
Tabulka 6 Parametry kolejnice HGR35R1500H [20]	35
Tabulka 7 Parametry a technická data matice SRF 48x10R [24].....	39
Tabulka 8 Rozměry závitu 48x10R [24]	39
Tabulka 9 Parametry ložiskové jednotky FLBRU 6 [24].....	43

Tabulka 10 Parametry ložiskové jednotky BUF 50 [25].....	44
Tabulka 11 Hodnoty konce hřídele pro ložiskovou jednotku FLBRU 6 [24].....	45
Tabulka 12 Hodnoty konce hřídele pro ložiskovou jednotku BUF 50 [25].....	46
Tabulka 13 Parametry servomotoru AKM2G-72L-ACC2R-00 [28].....	47
Tabulka 14 Parametry použité převodovky AER155-003 [26].....	48
Tabulka 15 Vstupní faktory pro výpočet maximálního zatížení spojky [29].....	49
Tabulka 16 Parametry spojky KBE 2–38 - 40H7 – 40H7 [30].....	49
Tabulka 17 Tabulka parametrů mechanismu (vlastní zpracování).....	61

9.4 Seznam obrázků

Obr. 1 Ruční laminování – nástřik [2].....	11
Obr. 2 Schéma lisování pomocí vakua [3]	12
Obr. 3 Schéma SMC Moulding [4]	13
Obr. 4 Schéma výroby SMC [2] Obr. 5 SMC výroba plátů [2].....	13
Obr. 6 Technologie RTM [3].....	13
Obr. 7 Technologie LRTM [5]	14
Obr. 8 Technologie autoklávu [7]	15
Obr. 9 Schéma navíjení [3].....	15
Obr. 10 Schéma procesu pultruze [3]	16
Obr. 11 Zásobník rovingu [10].....	16
Obr. 12 Naváděcí desky a srovnávač [9].....	17
Obr. 13: Pultruzní linka firmy MPI [11]	18
Obr. 14 Pohyblivá horní deska u linky Pultrex [12].....	19
Obr. 15 a Obr. 16 Upnutí několika profilů zároveň firmy Pultrex [12]	19
Obr. 17 Linka s hydraulickými válci Ashirvad Industries [13].....	20
Obr. 18 Přepákování pneumatických válců Ashirvad Industries [13].....	20
Obr. 19 Pásový mechanismus Ashirvad Industries [13]	21
Obr. 20 Mechanismus střídavých upínačů firmy Strongwell na lince Pulstar [14].....	22
Obr. 21 Pásový mechanismus firmy Strongwell na lince Pulstar [14].....	22
Obr. 22: Schéma výpočtu tažné síly [15]	23
Obr. 23 Silová rovnováha (vlastní zpracování).....	24
Obr. 24 Technické parametry dvojčinných válců [16].....	26
Obr. 25 Technické parametry dvojčinných tandemových válců [16]	27
Obr. 26 Výpočet tlačné síly válce (vlastní zpracování).....	28
Obr. 27 Únosnosti kuličkových pouzder typu JBL [20].....	30
Obr. 28 Uspořádání přítlačného mechanismu (vlastní zpracování)	31
Obr. 29 Model zatížení vodící tyče – vetknutí [23].....	31
Obr. 30 Způsob zatížení vozíku [20].....	33
Obr. 31 Setrvačnost zatížení a hmoty [20]	33
Obr. 32 Příklady ekvivalentního zatížení [20]	34
Obr. 33 Statická konstrukční bezpečnost [20].....	34
Obr. 34 Hodnoty třecích odporů vozíku [20]	36
Obr. 35 Umístění maznice na vozíku [20].....	36
Obr. 36 Závislost upínací síly na čase (vlastní zpracování)	38

Obr. 37 Diagram koeficientů tření [24]	40
Obr. 38 Schéma hřídele (vlastní zpracování dle [24])	41
Obr. 39 Uložení hřídele vzpěr f_3 : pevný konec – radiální podpora [24]	42
Obr. 40 Uložení hřídele v ložiscích f_1 [24]	43
Obr. 41 Opracování konce hřídele pro ložiskovou jednotku FLRBU 6 [24]	44
Obr. 42 Osazení konce závitu [24]	45
Obr. 43 Opracování konce hřídele pro ložiskovou jednotku BUF 50 [25]	46
Obr. 44 Momentové charakteristiky servomotoru AKM2G-72L-ACC2R-00 [27]	47
Obr. 45 Osazený kruhový průřez namáhaný krutem [31]	50
Obr. 46 kruhový průřez s osazením namáhaný tahem nebo tlakem [31]	51
Obr. 47 Svařenec rámové konstrukce (vlastní zpracování)	52
Obr. 48 Zachování funkčnosti celé šíře závitu (vlastní zpracování)	53
Obr. 49 Montáž přítlačnými deskami [20]	53
Obr. 50 Schéma montáže – pevný vozík (vlastní zpracování)	54
Obr. 51 Schéma montáže – volný vozík (vlastní zpracování)	54
Obr. 52 Posuvný mechanismus (vlastní zpracování)	55
Obr. 53 Schéma horního příčnicku (vlastní zpracování)	56
Obr. 54 Schéma těla posuvného mechanismu (vlastní zpracování)	57
Obr. 55 Schéma pohybového ústrojí (vlastní zpracování)	58
Obr. 56 Krytování (vlastní zpracování)	59
Obr. 57 Krycí měch HESTEGO: FASTAF [33]	59
Obr. 58 Upevnění koncové příruby zvenku [33]	60
Obr. 59 Připojení další části linky (vlastní zpracování)	60
Obr. 60 Rozměry tažného mechanismu (vlastní zpracování)	61
Obr. 61 Vlastní řešení pultruzní linky	62

10 SEZNAM PŘÍLOH

10.1 Tištěné přílohy

Příloha č.1. CD – 3D model sestavy ve formátu .step

Příloha č.2. Výkres svařence: 01.2.2-00(1)

Příloha č.3. Výkres obrobku: 01.2.2-00

Příloha č.4. Výkres sestavy: 01.0-00

10.2 Elektronické přílohy

Příloha č.1. 3D model sestavy ve formátu .step

Příloha č.2. Výkres svařence: 01.2.2-00(1) ve formátu .pdf

Příloha č.3. Výkres obrobku: 01.2.2-00 ve formátu .pdf

Příloha č.4. Výkres sestavy: 01.0-00 ve formátu .pdf